

第 6 章

数値計算によるエンジン燃焼系の最適化

エンジンの一層の高性能化や低公害化を目的として、燃焼システムの開発・設計の合理化や燃焼現象自体の詳細な解明が必要不可欠とされている。そのための有力な手段として、シリンダ内のガス流動と化学反応を含む燃焼シミュレーションモデルのニーズが高まっている。

そこで、本章では前章で述べた改良 KIVA-3 コードを用いて LPG エンジン燃焼系の最適化を行う。つまり、高速回転低負荷領域での成層燃焼における効率低下の原因およびその対策を究明するとともに、各種燃焼室形状、噴射圧、噴射パターン、スワールなどの運転条件での計算により、確実な着火と安定した燃焼を得るための条件を追究する。さらに、排出ガス生成のメカニズムの究明と EGR 計算により、NO_x 対策の可能性も確認する。

6.1 LPG エンジンの概要

試験用エンジンの主諸元を表 6.1 に、エンジン断面図を図 6.1 に示す。ベースエンジンは 8 トンクラス用直列 4 気筒、排気量 4.6 L のターボインタークーラ付き直接噴射式ディーゼルエンジン(日産ディーゼル工業(株)製)である。燃料は LPG 供給施設により昇圧され、10 もしくは 15 MPa 一定でエンジンに供給される。燃焼室はシミュレーション結果を反映させたハーフパイプ型とし、圧縮比は 10.0 とした。

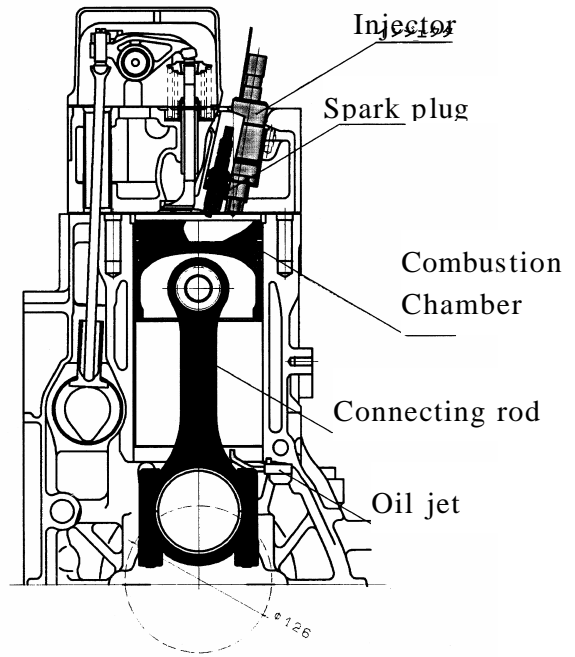


図 6.1 LPG エンジン断面図

表 6.1 LPG エンジンの諸元

	項目	直噴 LPG エンジン	ベースディーゼルエンジン
主諸元	エンジン形式	FD46TA(水冷 4cycl, 4cyl)	
	動弁方式	2 弁 OHV	
	吸気方式	ターボインタークーラ	
	着火方式	火花点火	圧縮着火
	排気量	4.617 L	
	ボア×ストローク	108×126mm	
	圧縮比	10.5	18.2
	スワール比	0.5	2.0
	最大出力	ベースエンジン目標	129 kW/3100 rpm
最大トルク	ベースエンジン目標	441 Nm/1800 rpm	
燃料供給	燃料分配方式	コモンレール式筒内直噴	列型機械式筒内直噴
	昇圧ポンプ	LPG供給設備	列型ポンプ
	ノズル仕様	ホールノズル, 単噴孔	ホールノズル, 多噴孔
	噴孔径	0.5 mm	-
燃焼室	ハーフパイプ型	リエントラント型	

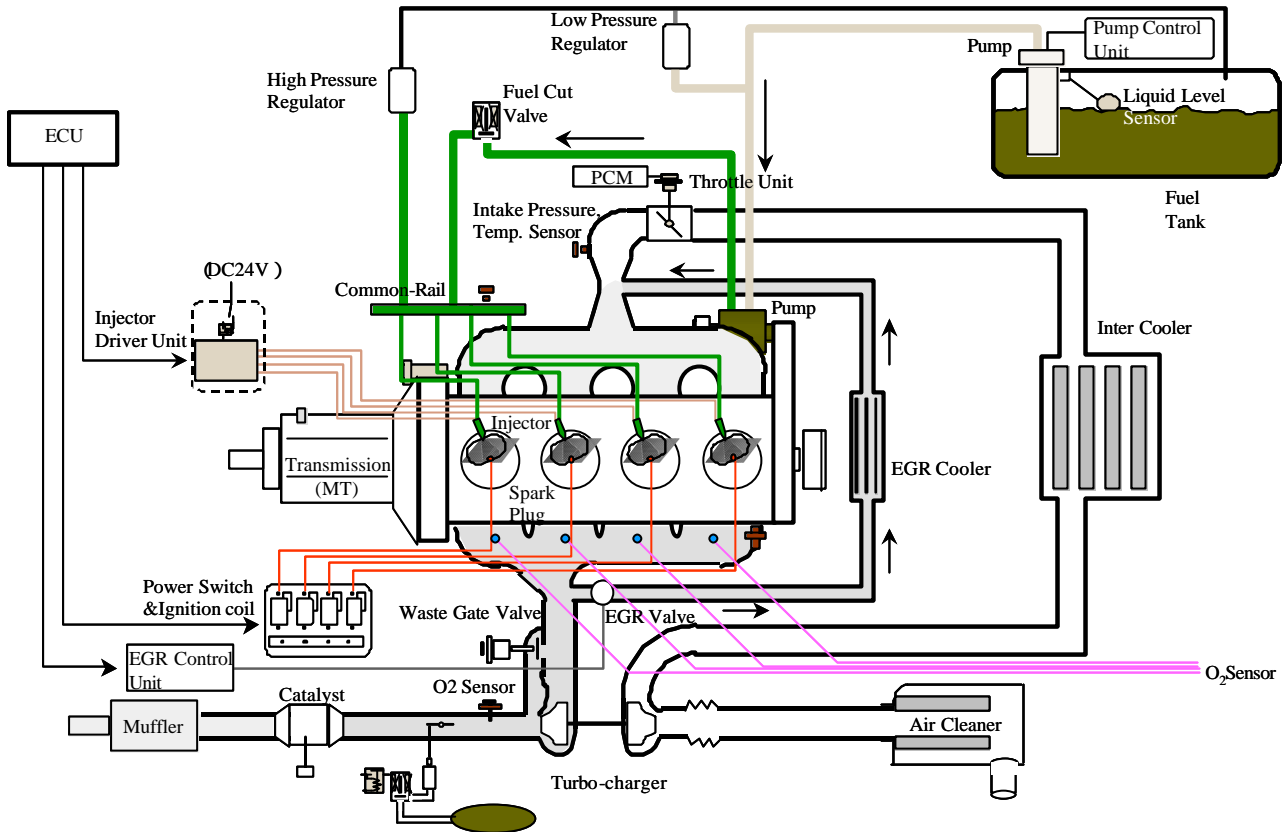


図 6.2 LPGエンジン計測設備

図 6.2 に本研究と並行して日産ディーゼルの実施されたエンジン性能試験の計測設備の概要図を示す。各センサーにより計測された温度、圧力、そして、動力計により計測されたエンジン動力などのデータはパソコンに取り込み性能評価を行う。また、シリンダヘッドに取り付けられた筒内圧力センサーにより筒内圧力波形データを得て KIVA-3 コードによる数値計算との比較に利用する。点火プラグ近傍への混合気の誘導は、筒内空気流動を用いず噴霧貫通力と燃焼室形状のみにより行う。点火プラグはベースディーゼルエンジンの噴射ノズル取り付け位置に設置し、混合気点火に当たっては、十分な点火エネルギーを確保するため、点火コイルを気筒毎に配置し、通電時間を 2.3 ms 一定とする。

以上のエンジン試験結果を図 6.3, 4 に示す。これらの結果を通じて低・中速回転では、安定した希薄成層燃焼を実現し、高負荷の正味熱効率が 35% と、ディーゼルと同等のレベルとなった。しかしながら、最高出力点付近の高速・高負荷領域では、ノッキングの発生や効率低下、そして低負荷領域では混合気が非常に希薄化され可燃限界を超えた混合気が未燃のまま排出され THC 排出が非常に高いレベルとなった。さらに、高速・低負荷域では THC 排出量が大幅に増加した。

第6章 数値計算によるエンジン燃焼系の最適化

一方，各種パラメータを変化させた試験からは，スワール比は低く，噴射圧力は高くした方が燃焼変動は少なく，熱効率も向上し，THCも減少する．EGRによるNO_x低減効果は非常に大きく，高負荷において最大60%の低減効果が得られた．

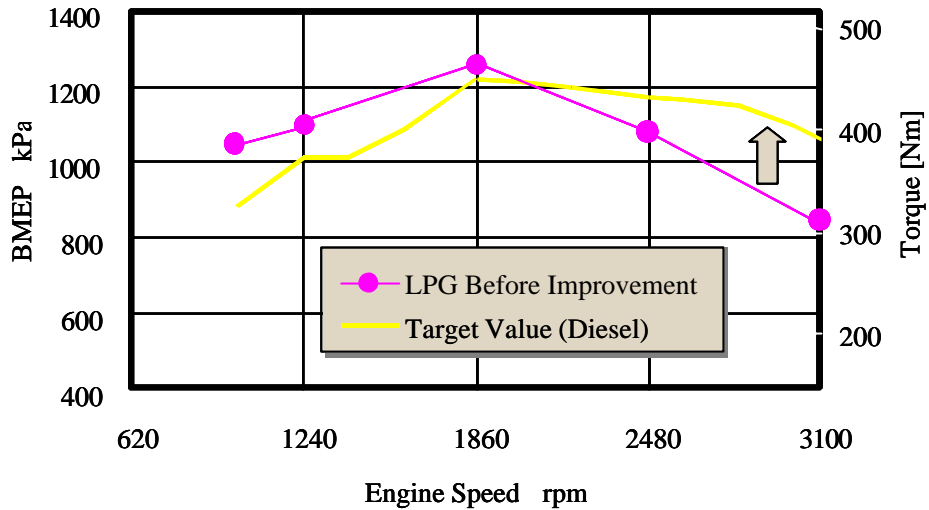


図 6.3 LPGエンジンの性能特性

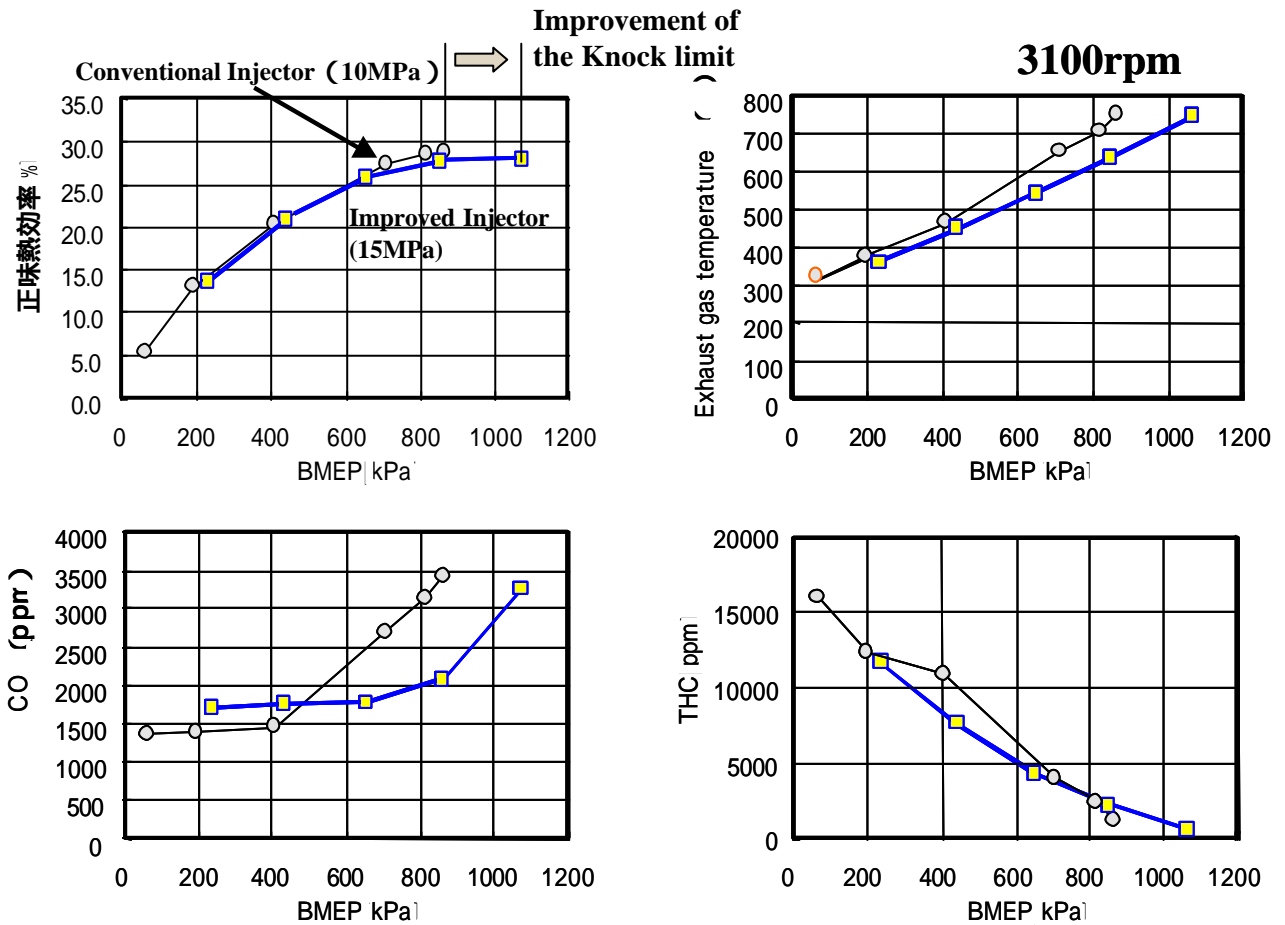


図 6.4 LPGエンジンの性能および排気特性

6.2 LPGエンジンの最適化

6.2.1 内部流動解析

燃料の噴霧や燃焼に大きな影響を与える燃焼室内の乱流強度や速度ベクトルなどの流動をスワール、エンジン回転速度および燃焼室形状をパラメータとして解析を行った。乱流は、平均流消散率、熱伝達、火炎伝播に影響を与えるため、乱流強度分布を調べる必要がある。AVSを用いた乱流強度の分布図、および速度ベクトルをそれぞれ図6.5~6.8に示す。速度ベクトルはスワールによる水平速度成分とピストン運動による縦軸方向成分を分けてそれぞれ解析した。図6.5の結果から乱流強度はピストンが上昇する間に強くなり、上死点付近では弱くなる傾向となった。これは乱流強度が速度の二乗比例し、内部のスワールやタンブルなどにより影響を大きく受けるためである。ここで、全体の乱流エネルギーは

$$TKE = \frac{1}{2} \mathbf{r} V_{rms}^2 = \mathbf{r} \left(\frac{1}{2} u_{rms}^2 + \frac{1}{2} v_{rms}^2 + \frac{1}{2} w_{rms}^2 \right)$$

である。ここで、 u, v, w はそれぞれ x, y, z 方向の速度成分である。本計算で使われた $k-e$ 乱流モデルにおいて、乱流の等方性を仮定して

$$TKE)_{k-e} = \frac{3}{2} \mathbf{r} u_{rms}^2$$

である。一方、速度ベクトルは下死点と上死点ではほぼ0に近く、上死点前 $90 \sim 45^\circ$ の間に縦軸方向の速度成分がピーク値を表した。旋回速度成分は低スワール比では大きな変化は見られなかった。

図6.6はエンジンの回転速度によるエンジン内部流動の解析結果を示す。スワール比0.5のとき、筒内流動はエンジン回転数が増加するにしたがい、シリンダ内の縦軸と水平方向の旋回速度ベクトルは乱流強度とともに強くなる。水平旋回速度成分は上死点を過ぎてから徐々に減少していくが、縦軸速度成分は下死点および上死点ではほぼ0であり、BTDC 70° 付近でピーク値を示す。その最高値は回転数が増えるにしたがって高くなり、上死点を経過した後、また上がり始まる。

次に回転速度2480rpmのとき、スワール比別に計算した結果を図6.7に示す。スワール比が高くなるにしたがい旋回速度も早くなるが、縦軸方向の速度では大きな差が見られない。乱流強度はスワール比3.0の時、最も強くなり、いずれの図でも上死点付近で減少し始める。

第6章 数値計算によるエンジン燃焼系の最適化

さらに、燃焼室形状による筒内流動の解析結果を図6.8に示す。計算条件は2480 rpm、スワール比0.5で行った。これらの結果から燃焼室形状による乱流強度および速度ベクトルに大きな差は見られなかった。

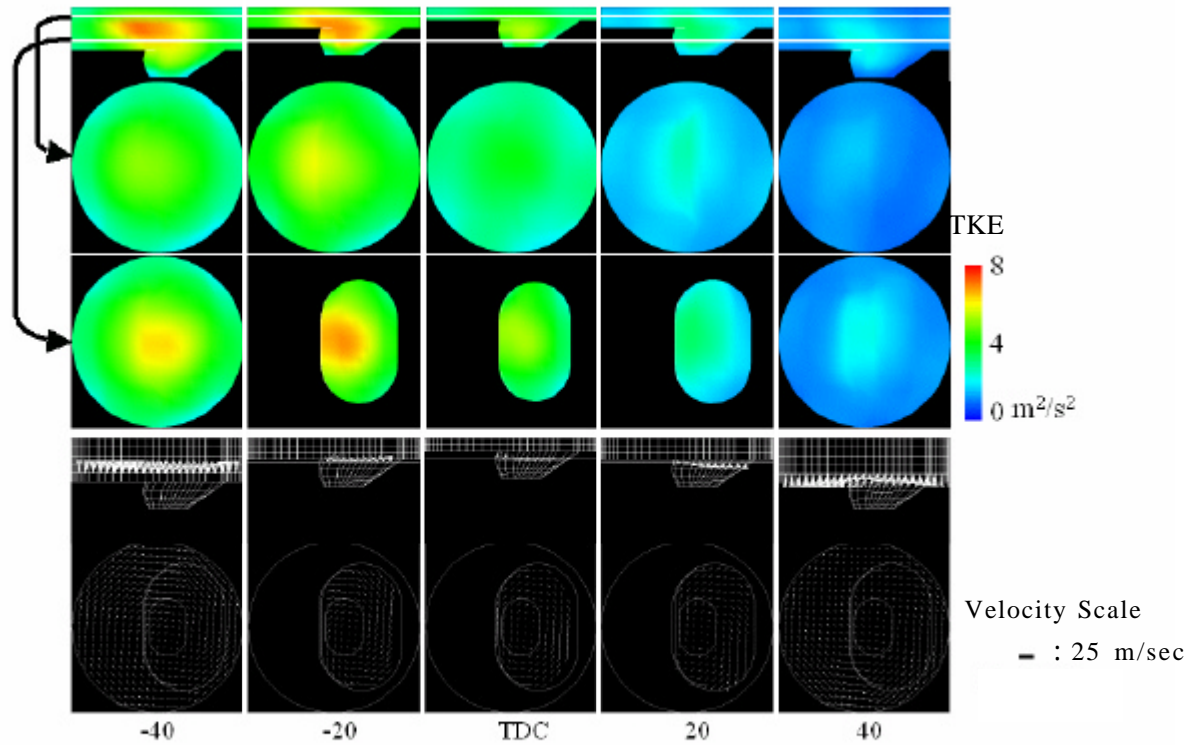


図 6.5 乱流強度と速度ベクトルの時間別変化 (1860 rpm, Swirl 0.5)

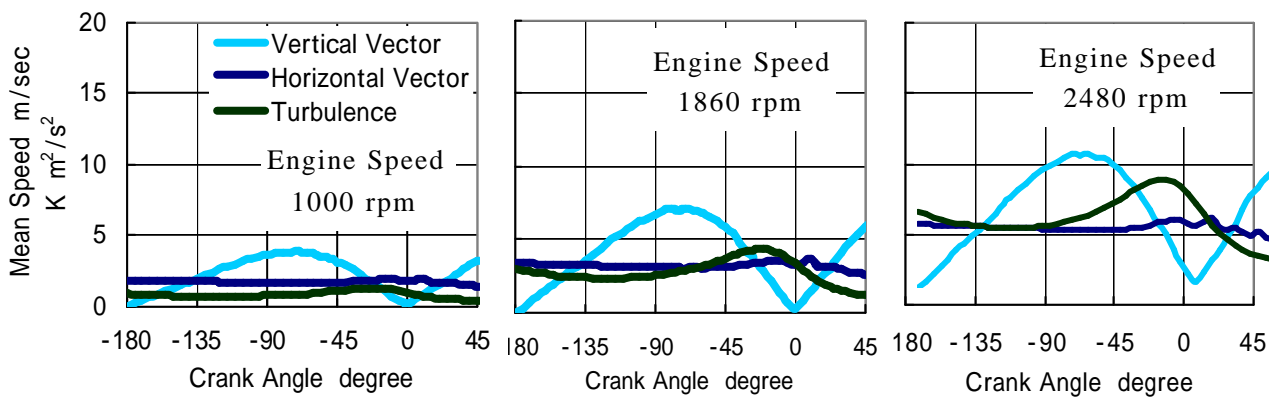
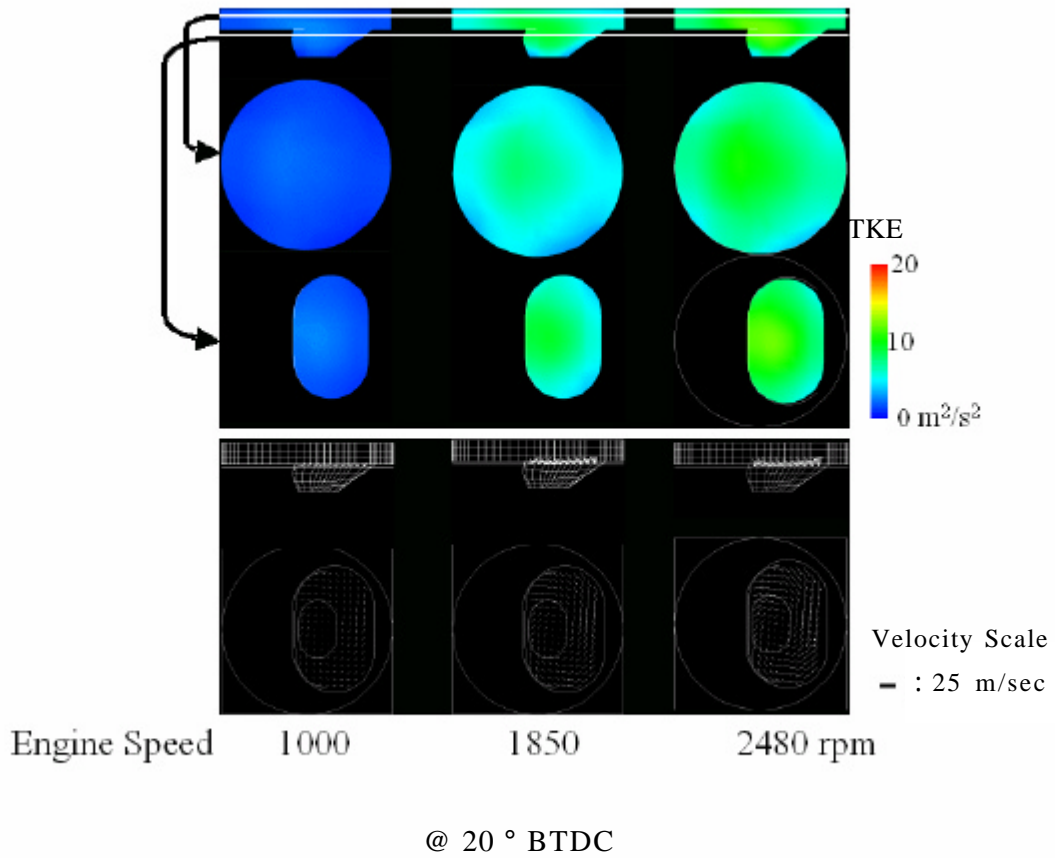
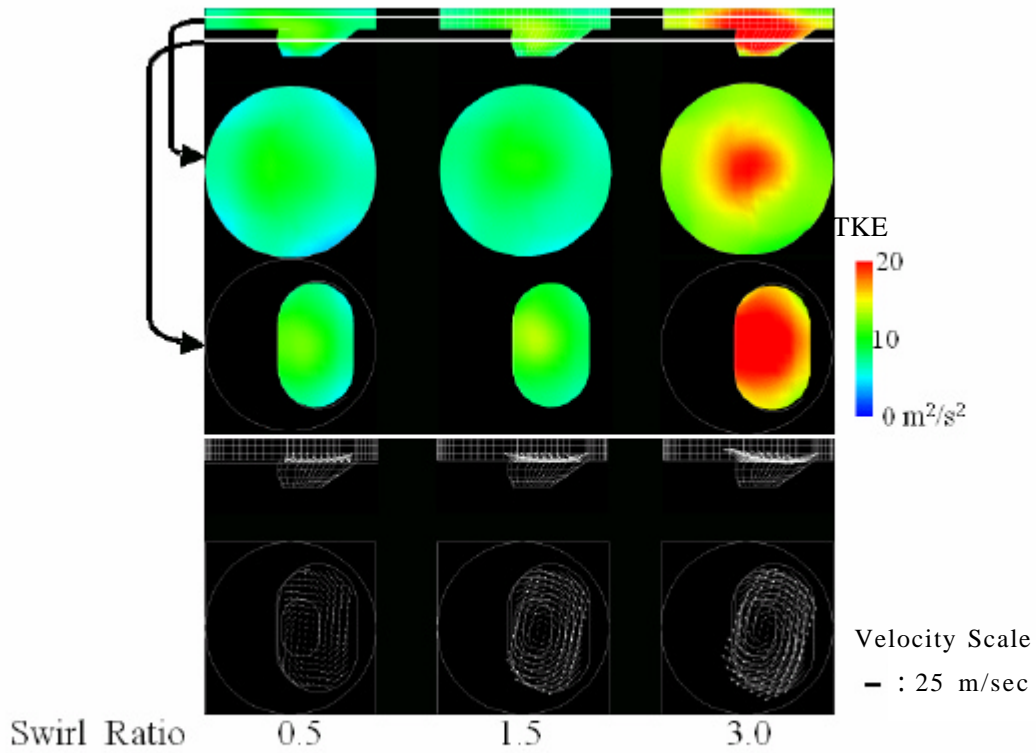


図 6.6 エンジン回転速度による乱流強度と速度ベクトル (Swirl 0.5)



@ 20 ° BTDC

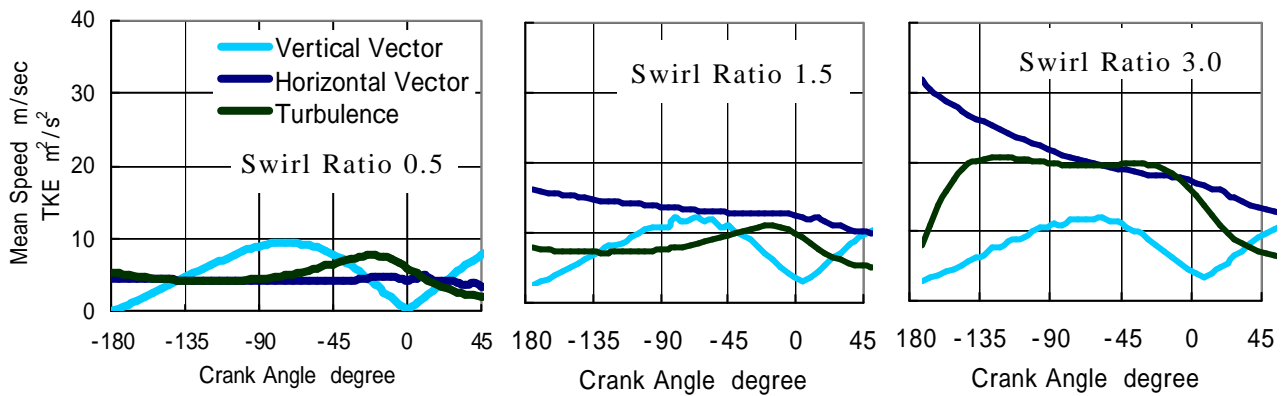


図 6.7 スワールによる乱流強度と速度ベクトル (2480 rpm)

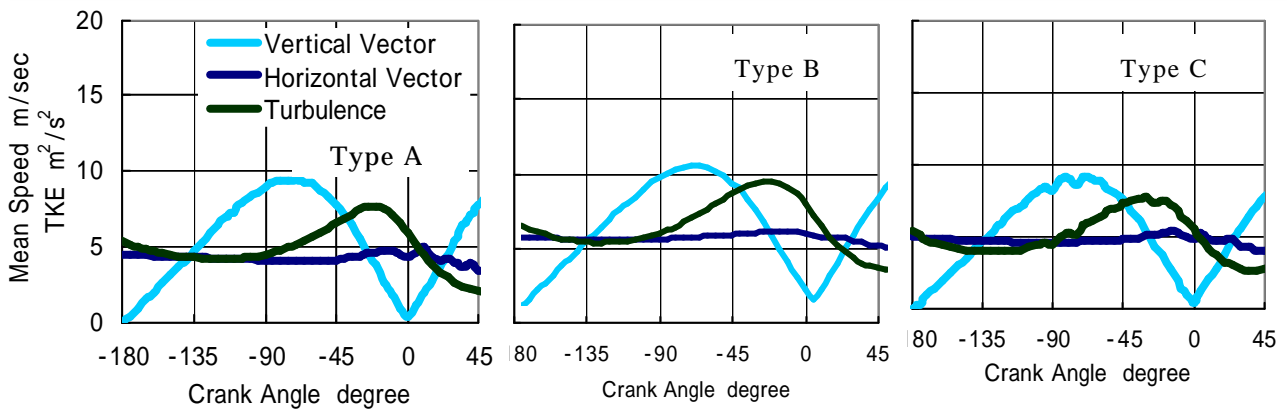
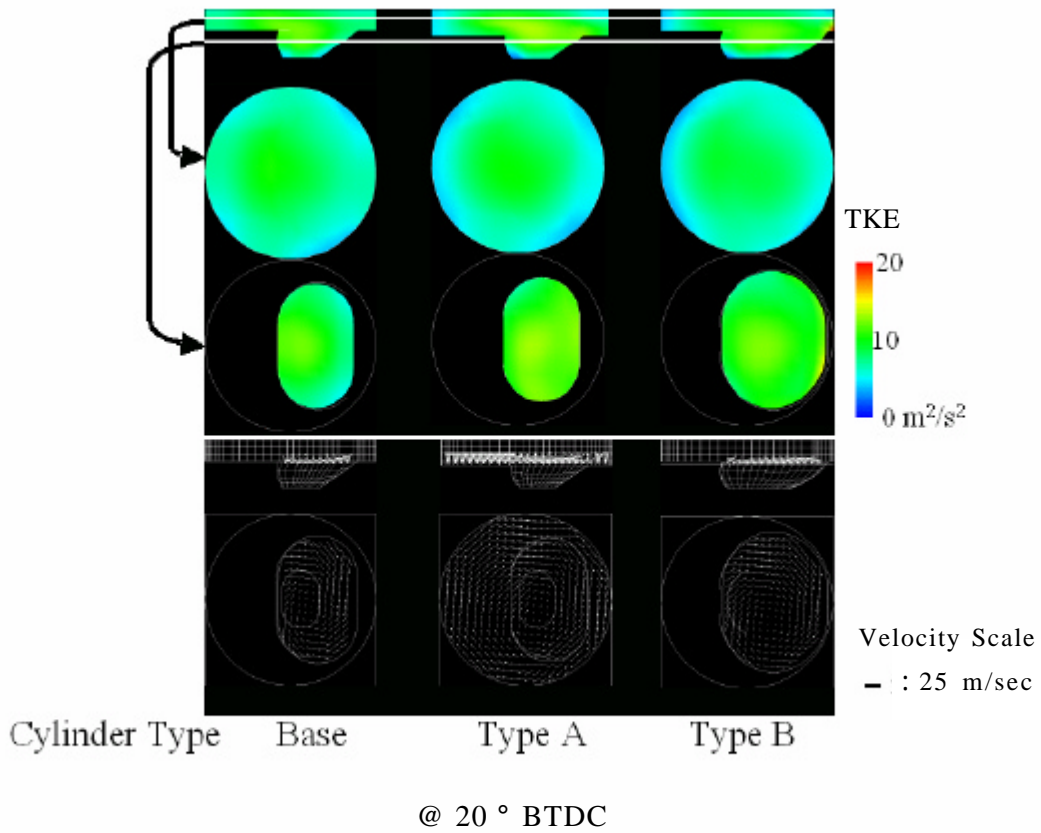


図 6.8 燃焼室形状による乱流強度と速度ベクトル (2480 rpm , Swirl 0.5)

6.2.2 基本運転条件における計算結果

マグヌッセンモデルの係数調整による実験値とのチューニングをエンジン回転数 1000, 1860, 2480rpm, 負荷率 20, 40, 60, 80%で行った結果を図 6.9~18 に示す。前述したような方法で実験結果からの圧力および熱発生率データと計算結果を比較したものを図 6.9~14 に示す。また、これらの計算結果から求めた混合気の当量比, 未燃炭化水素, 温度, OH 分布を図 6.15~18 に示す。これらの結果から計算値と実験値の整合性が確認されるとともに, 各画像からは混合気の進行状態, 燃焼の具合などの定量的な解析が可能となる。これらの運転条件をベースに, EGR, スワール, 燃焼室形状などの各種パラメトリックスタディーを行う。

図 6.15 の当量比分布からは当量比 2.0 以上の濃い混合気がキャビティ壁面を沿って巻き上がっている様子が予測された。この結果は前述した LIF 法による撮影結果とよく一致しており, 計算でも再現されることがわかる。一旦巻き上がった混合気は点火時期である BTDC 13° 以前に点火栓に届き, 燃焼が始まる。未燃炭化水素の濃度分布図からは燃え切れない炭化水素成分がキャビティ壁面に多く存在していることがわかる。これは LPG 噴霧が壁面に当たる際に蒸発潜熱による壁面温度の低下や付着した液体状態の LPG が蒸発しながら濃い混合気を形成したためと考えられる。燃焼特性と NO_x の生成に深く関係がある OH の分布に注目すると, 点火栓で OH が発生し燃焼室全体に広がる様子が明らかである。ATDC 10° の時, 濃い混合気が存在する領域では OH が存在せず, 真中部分が空いたままで OH が広がっている。温度分布もこの OH 分布と似た形で分布を示している。

本計算では, 初期壁面温度を 130 一定とし, 熱伝達による壁面の温度変化はないものと設定して計算を行っており, 温度分布図から壁面温度は筒内気体温度よりも低い。そのため壁面付近においては熱伝達によって温度が低下している。

一方, 同じ回転数の高負荷運転条件である図 6.16 では, 噴射開始時期が早く噴射量も多いため, 当量比 2.0 付近の濃い混合気が点火栓まで広く分布しており, OH の分布図からわかるように燃焼も良好に行われている。

図 6.17 に示した回転数 2480 rpm の場合, このようなエンジンの早い回転速度に対して噴射開始時期や期間が十分ではないため, 混合気が点火栓まで届かず燃焼が悪化していることがわかる。図 6.13 の圧力と熱発生率結果からも同じ傾向となるのが明らかである。

なお, 直接噴射式による筒内圧縮着火方式では, 成層燃焼を実現化することができ, 燃焼改善が予想されたが, 燃料の成層化とともに, 温度分布形成にも大きく影響を与え

第6章 数値計算によるエンジン燃焼系の最適化

ることが分かり、それによる燃焼制御はより複雑なものになると予想される。つまり、温度分布図からわかるように、燃料濃度の高い部分では燃料の蒸発潜熱により温度が低下し燃料が多く存在するが、温度の影響により着火しにくく、逆に燃料濃度の薄い部分では温度が高いため着火、燃焼は起こりやすいが燃料が少ないため効率的な燃焼は起こりにくいことになる。また、燃料の噴射温度が低く、そのときの筒内温度が高いと熱損失が大きく発生し、筒内圧力の上昇度が減少するため、結果的に平均の筒内温度も低下することになる。この問題を解決するには燃料温度と雰囲気温度の差が少ない早期噴射をすることで可能となるが、それにより空気との混合が進むために成層化の効果が薄れてしまい、結果的に燃焼は改善されないと予想される。したがって、成層混合気に対しては火花点火を行う方が良好な燃焼が実現するものと考えられる。

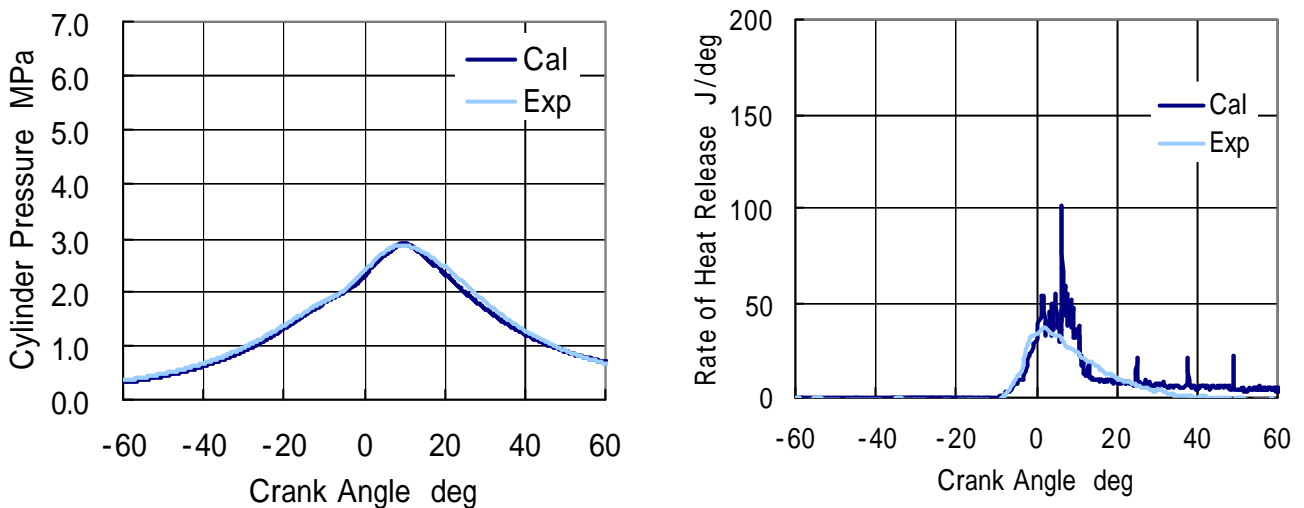


図 6.9 筒内圧力と熱発生率(1000 rpm, 負荷率 20%)

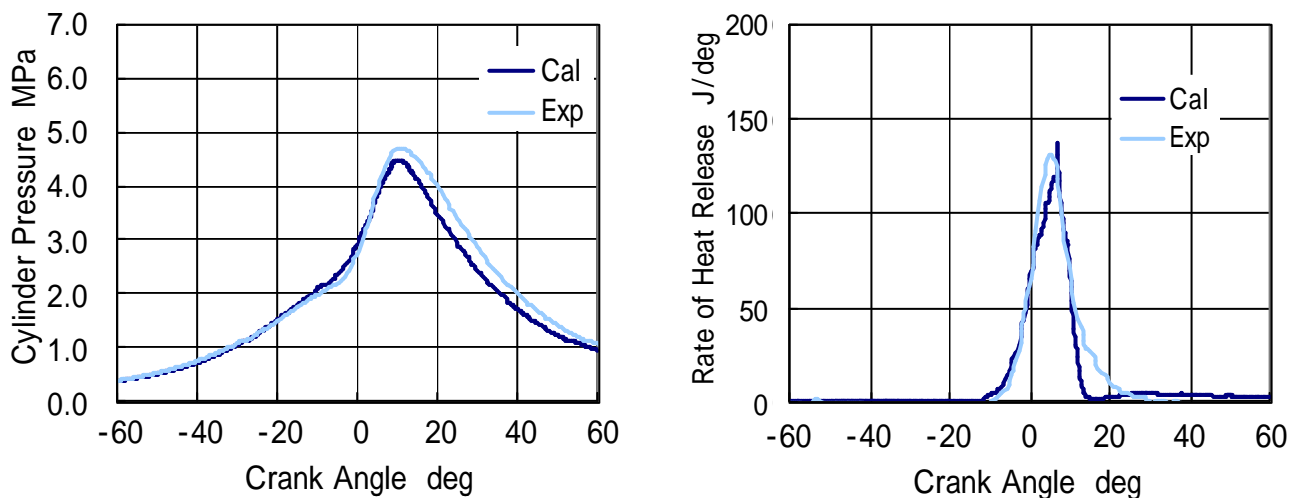


図 6.10 筒内圧力と熱発生率(1000 rpm, 負荷率 80%)

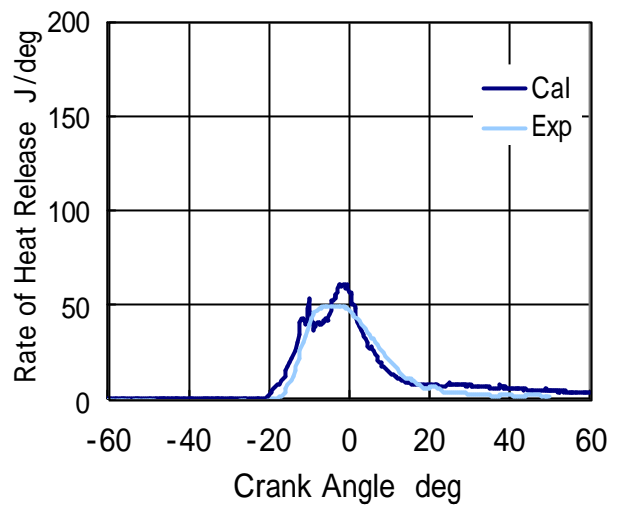
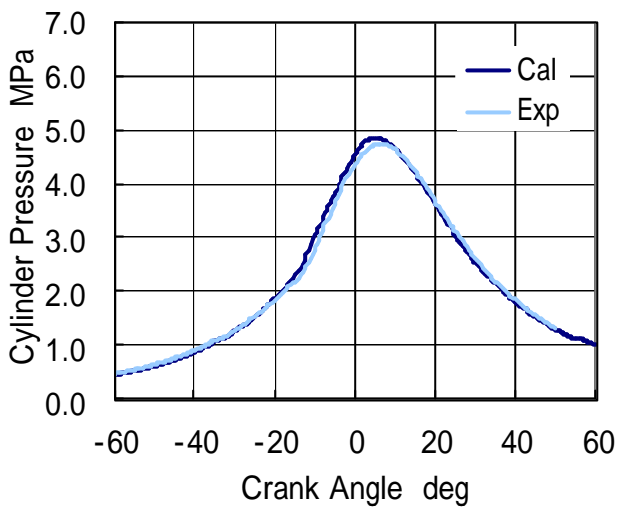


図 6.11 筒内圧力と熱発生率(1860 rpm, 負荷率 40%)

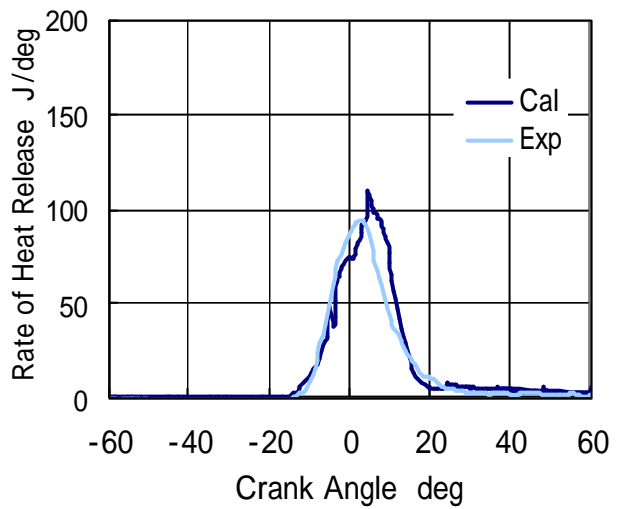
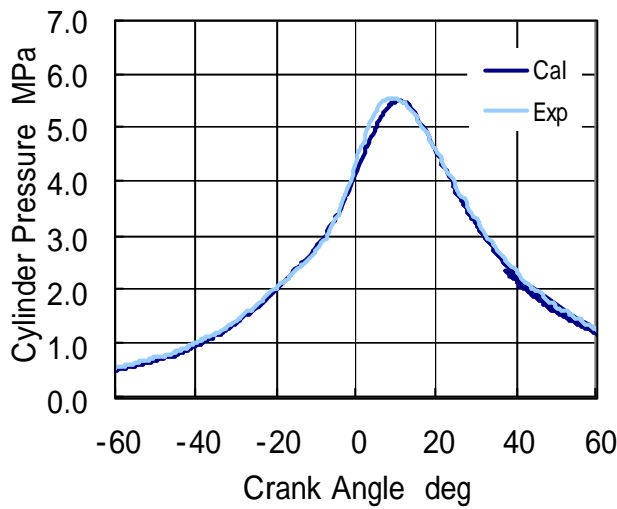


図 6.12 筒内圧力と熱発生率(1860 rpm, 負荷率 60%)

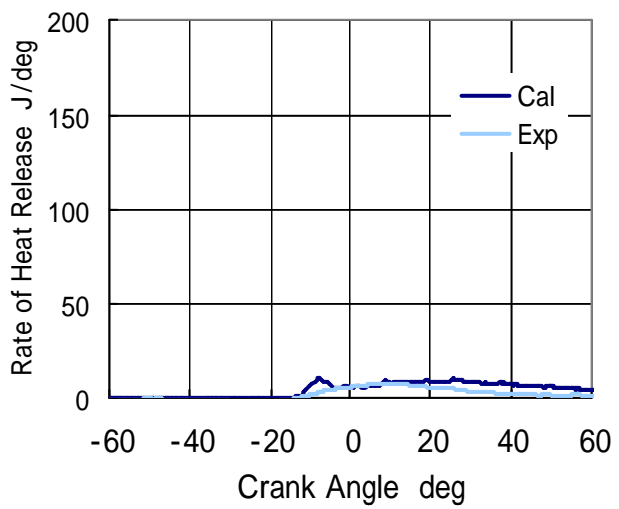
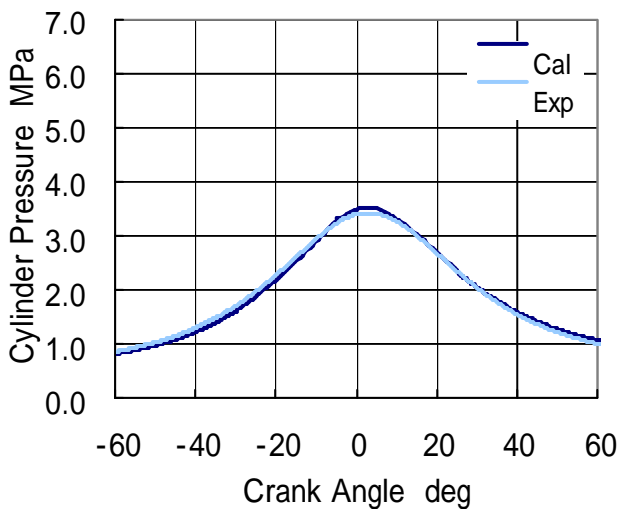


図 6.13 筒内圧力と熱発生率(2480 rpm, 負荷率 20%)

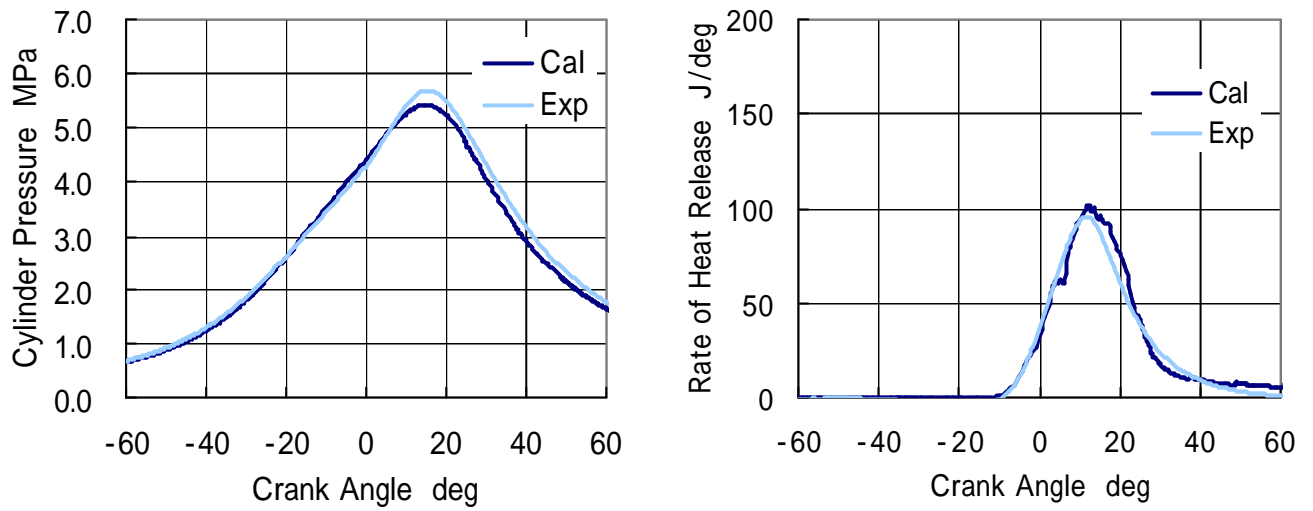


図 6.14 筒内圧力と熱発生率(2480 rpm, 負荷率 20%)

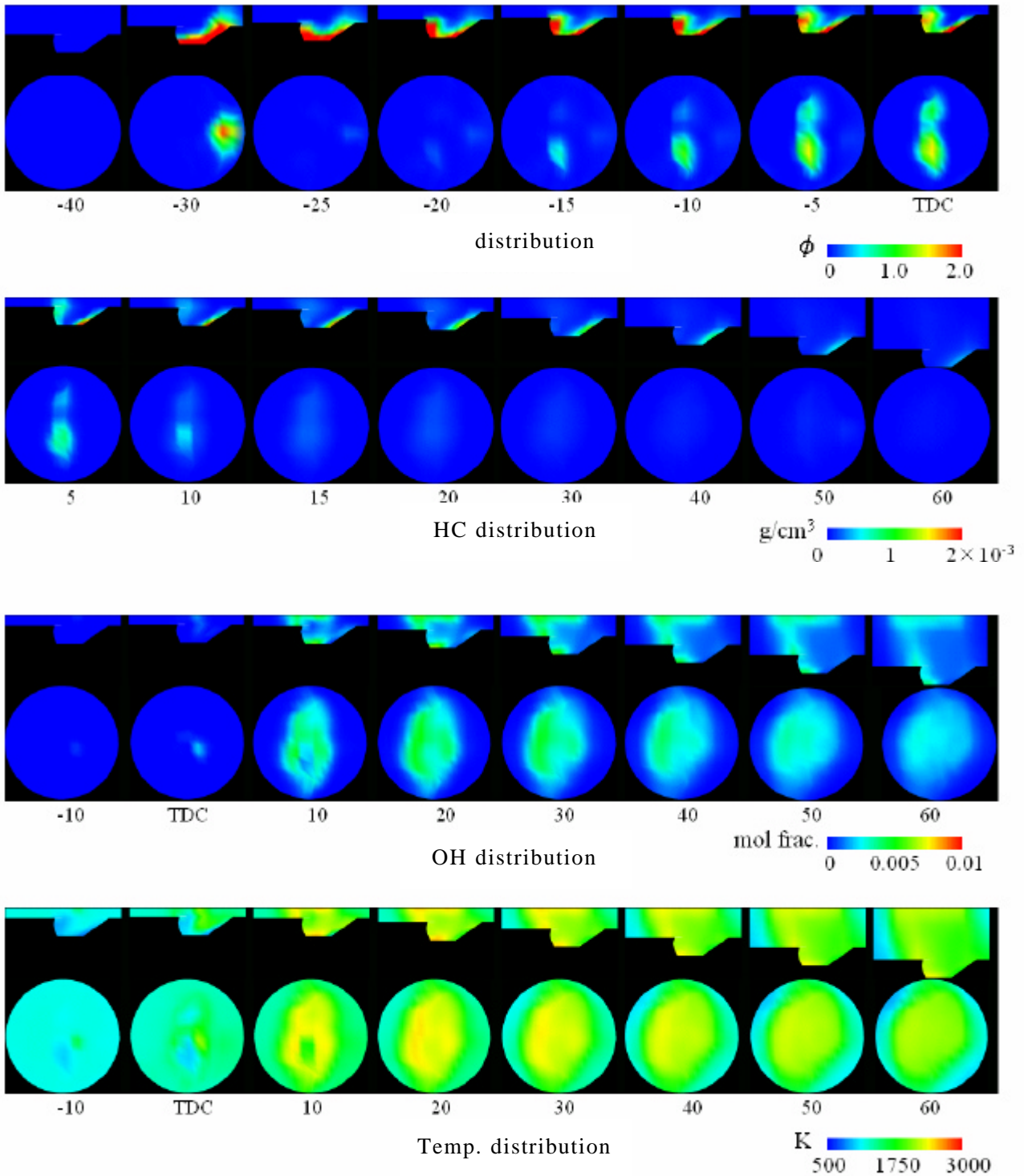


図 6.15 計算結果

(1000 rpm , 負荷率 21% : T_{ign} : 13 BTDC T_{inj} : 40 BTDC, Q_{inj} : 20 mg)

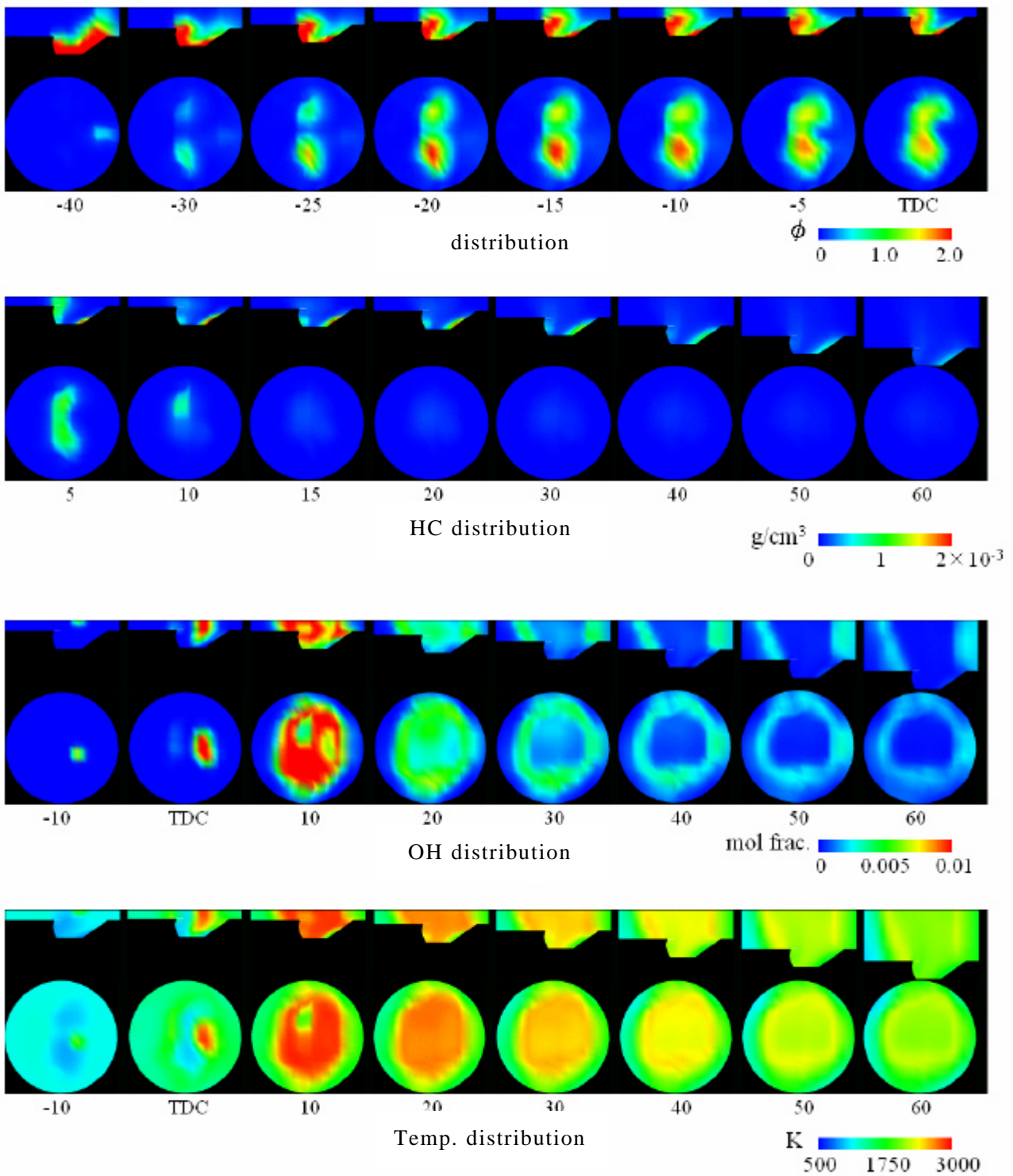


図 6.16 計算結果

(1000 rpm, 負荷率 80% : T_{ign} : 14 BTDC T_{inj} : 58 BTDC, Q_{inj} : 50 mg)

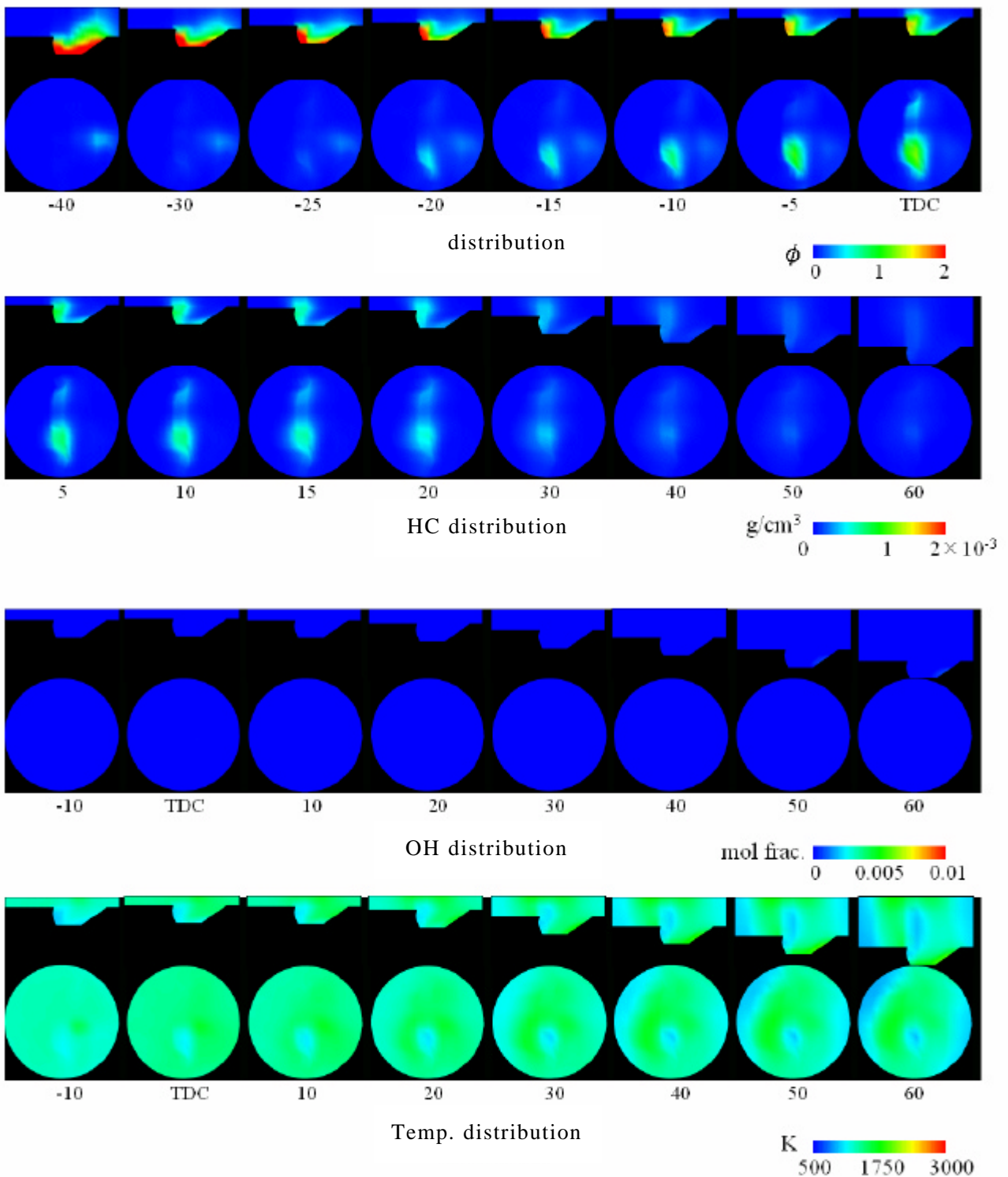


図 6.17 計算結果

(2480 rpm , Load 20% , T_{ign} : 25 BTDC , T_{inj} : 89 BTDC , Q_{inj} : 33 mg)

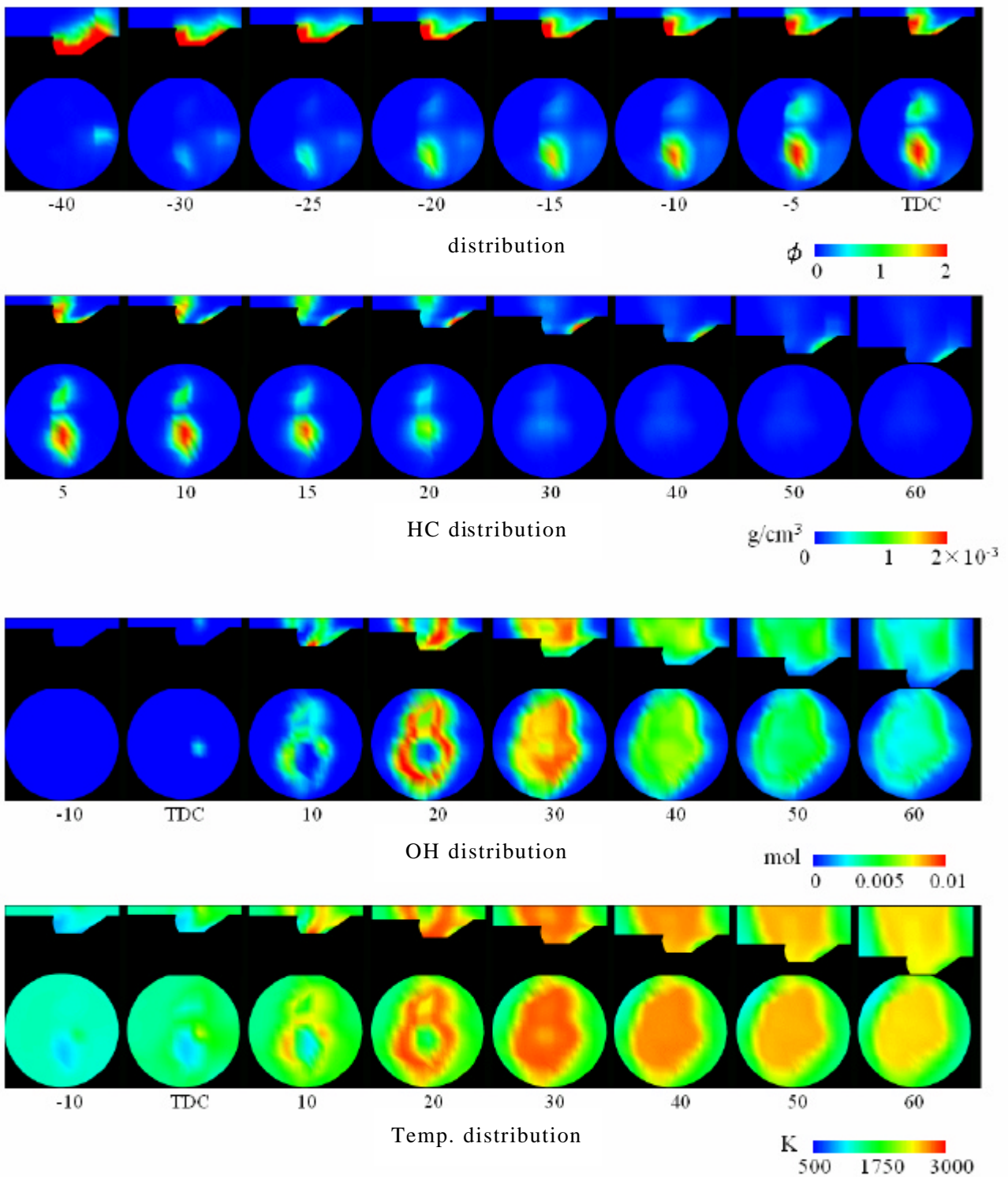


図 6.18 計算結果

(2480 rpm , Load 80% , $T_{\text{ign}} : 16 \text{ BTDC}$, $T_{\text{inj}} : 91 \text{ BTDC}$, $Q_{\text{inj}} : 81 \text{ mg}$)

6.2.3 EGR による影響

実機では NO_x 対策として EGR(Exhaust Gas Recirculation) が採用されており，本計算でも EGR による混合気や燃焼の定量的な解析を行った．EGR の計算では 1 サイクルの計算が終了した後，排出される 11 種類の各成分に EGR 率をかけ，初期値に入力しなければならないが，計算の時間を節約するため，EGR ガスを CO₂，H₂O，N₂ で代表させて計算を行った．EGR 計算の概略図を図 6.19 に示す．また，実機では 2480 rpm 以上の高速回転数では性能が低下したことから，高負荷領域では運転できないため，本計算でも低負荷で行った．

各クランク角度における OH，温度，NO_x の筒内濃度分布図を図 6.20～21 に示す．NO_x の発生条件は OH と同じく，高温，高酸素濃度状態でより多く発生するが，ここでの解析でもそれがわかる．ATDC 10, 20 °CA において，筒内における OH 濃度は EGR 率が高いほど低くなっており，筒内の温度も低下する．温度の低下や OH の発生が抑制され，NO 濃度も低くなる．NO の低減率は高速になると顕著に現れ，EGR 率 30% の時，最大 85% の低減率が予測された．

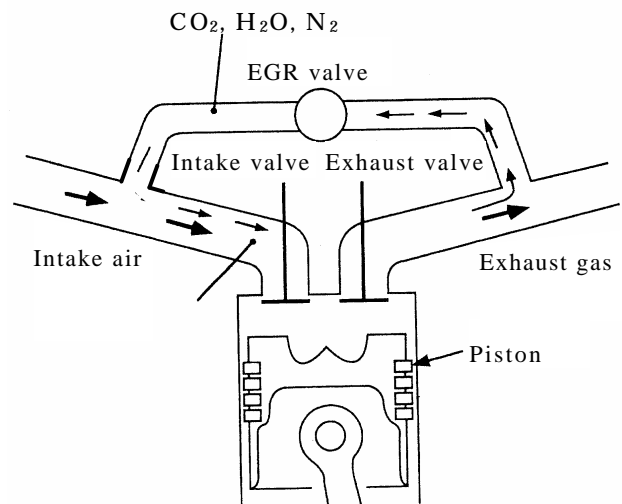


図 6.19 EGR の計算概略

第 6 章 数値計算によるエンジン燃焼系の最適化

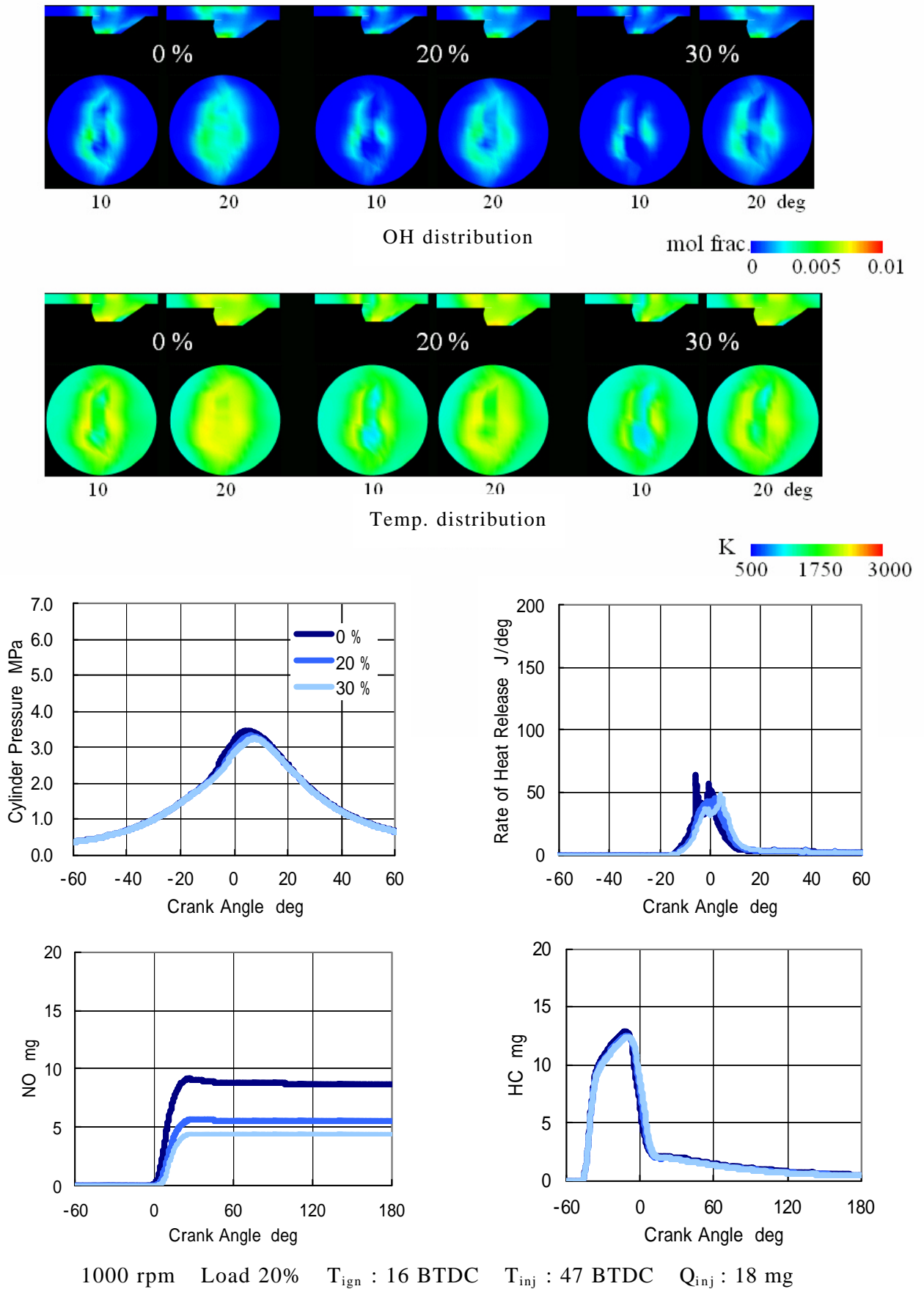
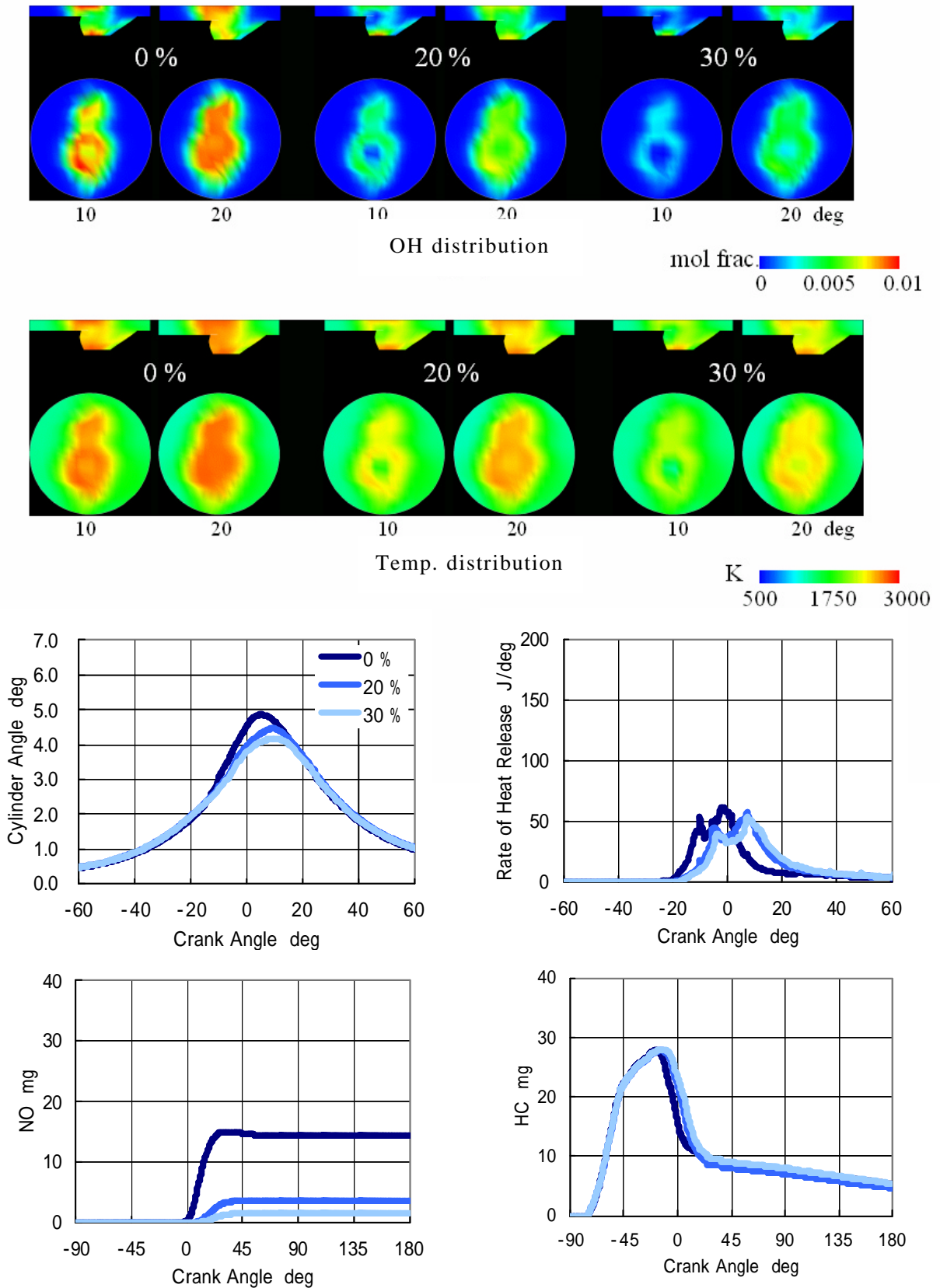


図 6.20 EGR の計算結果



1860 rpm, Load 40%, T_{ign} : 22 BTDC, T_{inj} : 81 BTDC, Q_{inj} : 40 mg,

図 6.21 EGR の計算結果

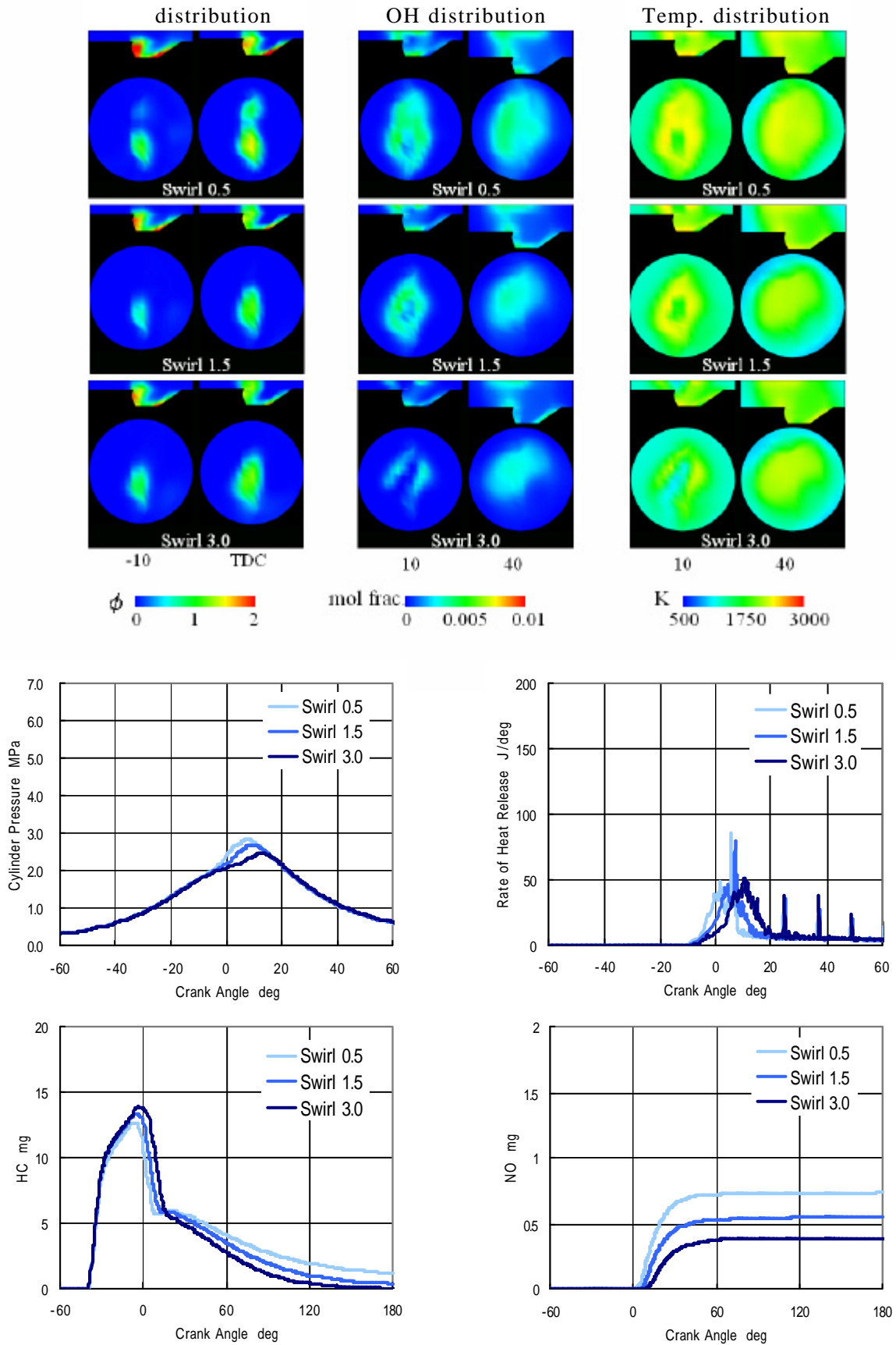
6.2.4 スワールによる影響

スワールにより筒内流動が大きく影響を受けることが 6.2.1 から予測された。このことから、内部流動に伴って燃焼特性にも大きく影響を及ぼすものと予想され、本節では、スワール強度を変更し、その影響の解析を行った。基本条件のスワール比は 0.5 とし、これに対し、スワール比を 1.5, 3.0 とした場合について筒内の当量比, OH および温度分布, 着火特性, 燃焼状態における解析を行った。それぞれのスワール強度における筒内圧力, 熱発生率の計算結果を図 6.22~23 示す。

図 6.22 より、スワール強度の変更により筒内混合気, OH および温度分布が大きく変化する。特に、スワール比 0.5 の時の当量比分布をみると筒内に広く分布しているのに対して、スワール比 3.0 の場合は偏っており、混合気が十分形成されていないことが確認された。さらに、中央付近はスワールによる空気流動が小さいため熱伝達は小さいが、半径方向外側に向かうにつれスワールによる空気流動の影響が大きくなり、壁面との熱伝達が活発になるため温度低下による性能低下も考えられる。このように、筒内温度はスワールによる筒内流動にも大きく影響を受けると考えられるため、点火を確実にを行うためには、スワールを低減させることが望ましいと予想される。

スワールによって圧力線図, 熱発生率も大きく変化し、スワール強度が高くなるほど、燃焼が悪化する傾向となった。また、低スワール状態での点火は、筒内の温度分布が均一状態であるため、筒内の大部分で同時に起こることがわかる。これにより、瞬間的に圧力が上昇し、また、火炎伝播に要する時間も短くなる。燃焼後半における急激な熱発生の上昇が発生しているが、これは燃焼室壁面に付着された燃料が燃えて発生したものと推測されるものの、筒内圧力に大きな影響を与えない理由は火炎温度に比べ壁面付近での温度が低いためである。一方、高スワールの条件において、前述したように点火は温度の影響を受けやすく、このような温度低下の影響により熱発生率線図の上昇が遅れており、スワールが強すぎるため、点火に至っても、火炎伝播による燃焼が抑制され、これによりシリンダ外周部に近づくと燃焼が悪化し、温度上昇が起これらなくなっているものと考えられる。同じ回転数, 負荷率 80% で計算した結果でもスワール比 3.0 の場合は混合気が広く分布しているが、主にキャビティ部から溢れてクリアランス部に存在し火炎伝播が十分行われていないことが予測された。回転数 1860, 2480 rpm の場合も同じ傾向になったが、特に回転速度がもっとも大きい 2480 rpm の時には、図 6.23 に示すようにスワールによる性能低下が顕著に現れ、高回転数でのスワールは大きな性能低下をもたらすと予測される。

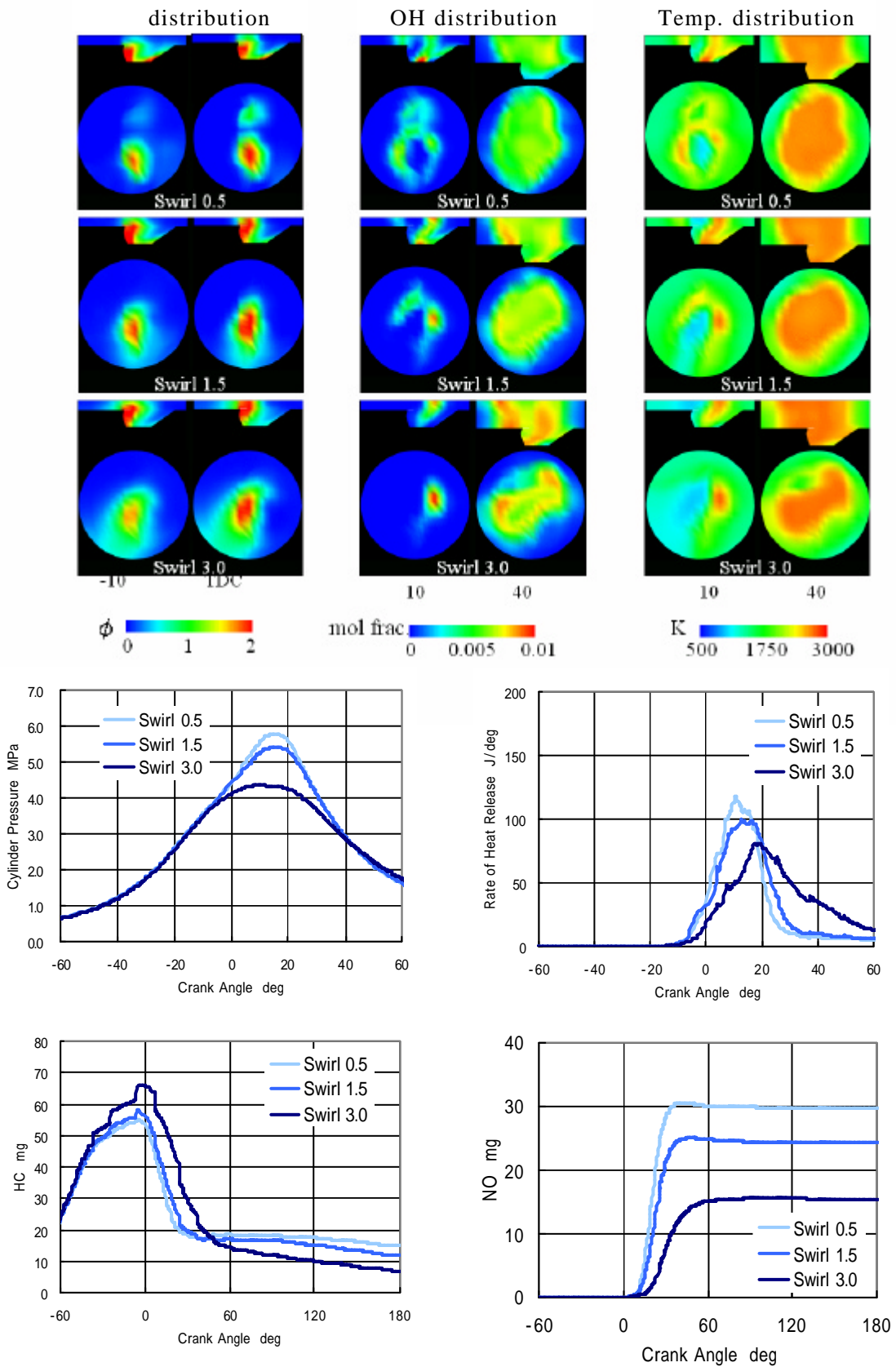
第6章 数値計算によるエンジン燃焼系の最適化



1000 rpm Load 20% T_{ign} : 16 BTDC T_{inj} : 47 BTDC Q_{inj} : 18 mg

図 6.22 Swirl の計算結果

第6章 数値計算によるエンジン燃焼系の最適化



(2480 rpm , Load 80% , $T_{ign} : 16$ BTDC , $T_{inj} : 91$ BTDC , $Q_{inj} : 81$ mg)

図 6.23 Swirl の計算結果

6.2.5 噴射圧による影響

高速回転領域における燃料の混合が十分に形成されないため効率が低下する原因を6.2.2で究明した。その対策として混合気形成には燃料の噴射圧力を上げることが最も有効な手段であると考えられ、その噴射圧力による性能や排気ガス特性への影響を調べた。高圧噴射による貫通力の上昇を狙いとして噴射圧10 MPaをベースに15, 20 MPaでの計算を2480 rpm, 負荷率80%で行った。噴射圧力を上げる際、噴射量を等しくするため、噴射期間を10 MPa噴射期間より短くする必要がありその計算条件を表6.2に示す。

表 6.2 計算条件

噴射圧	噴射期間 deg.	噴射時期 deg. BTDC
10 MPa	47.2	91
15 MPa	38.5	91
20 MPa	33.4	91

図6.24の計算結果により噴射圧力が高くなるほど筒内圧力や熱発生率が改善されている反面NO_xは増加している。これは高圧噴射による噴霧の貫徹力が強く、短時間に噴霧が燃焼全体に広がり、その後、点火栓での混合気が広く形成され、燃焼が促進されたためと考えられる。HCに関しては、噴射圧力を上げると混合気形成が改善されたことと筒内温度が高くなったため噴射圧10 MPaに比べ低減されることが予測された。

また、当量比分布からも明らかのように、噴射圧10 MPaに比べ15 MPaおよび20 MPaの混合気がより広く分布しており、内部流動による混合気分布の分裂も抑えられていることがわかる。点火後の未燃炭化水素は、噴射圧が高いほど活発な燃焼によりその濃度が低くなっている反面、OHが多く発生していることと高温領域が広いことからNO_xの生成も多くなるものと予測された。

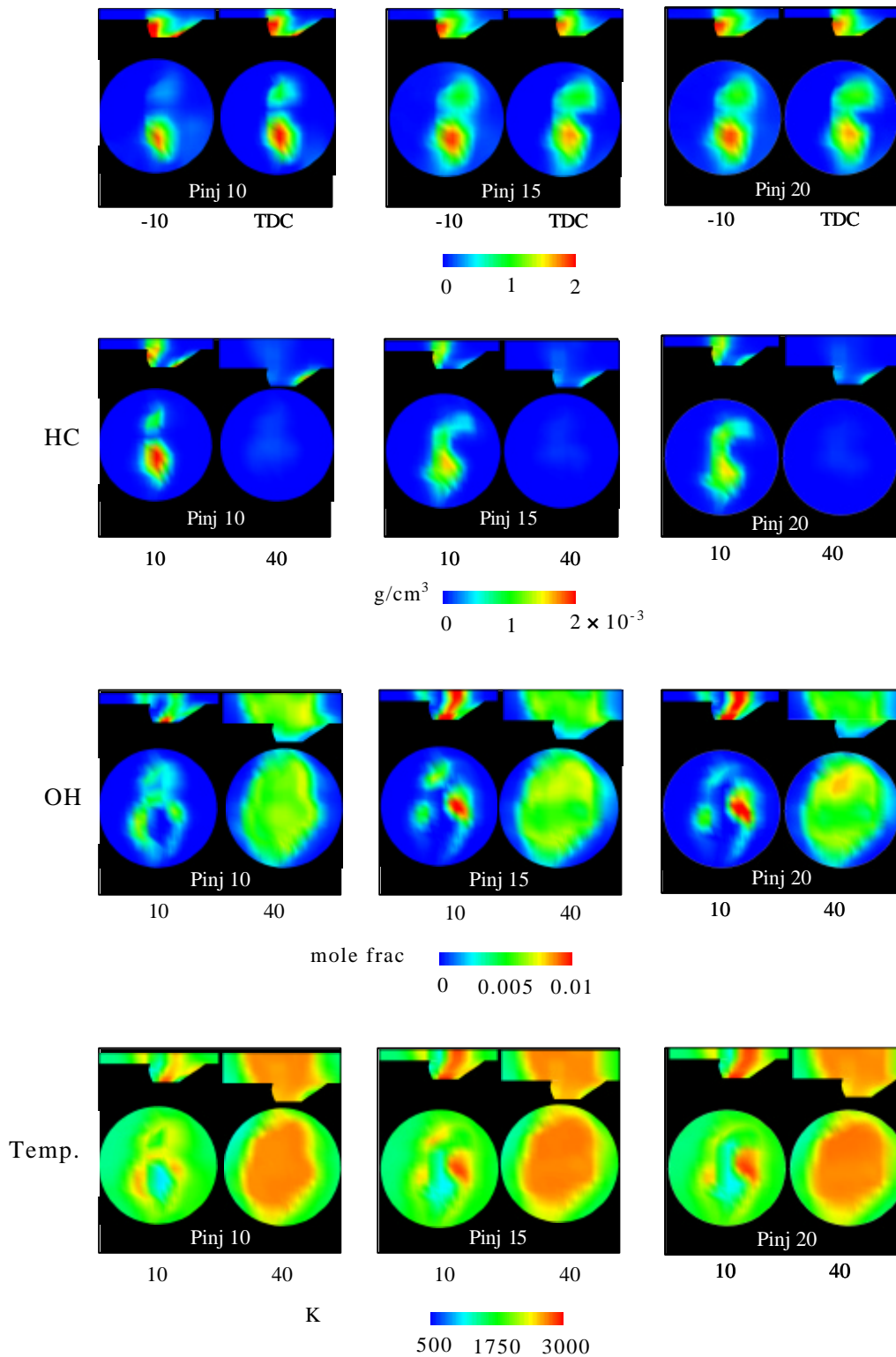


図 6.24 噴射圧力による計算結果(その 1)

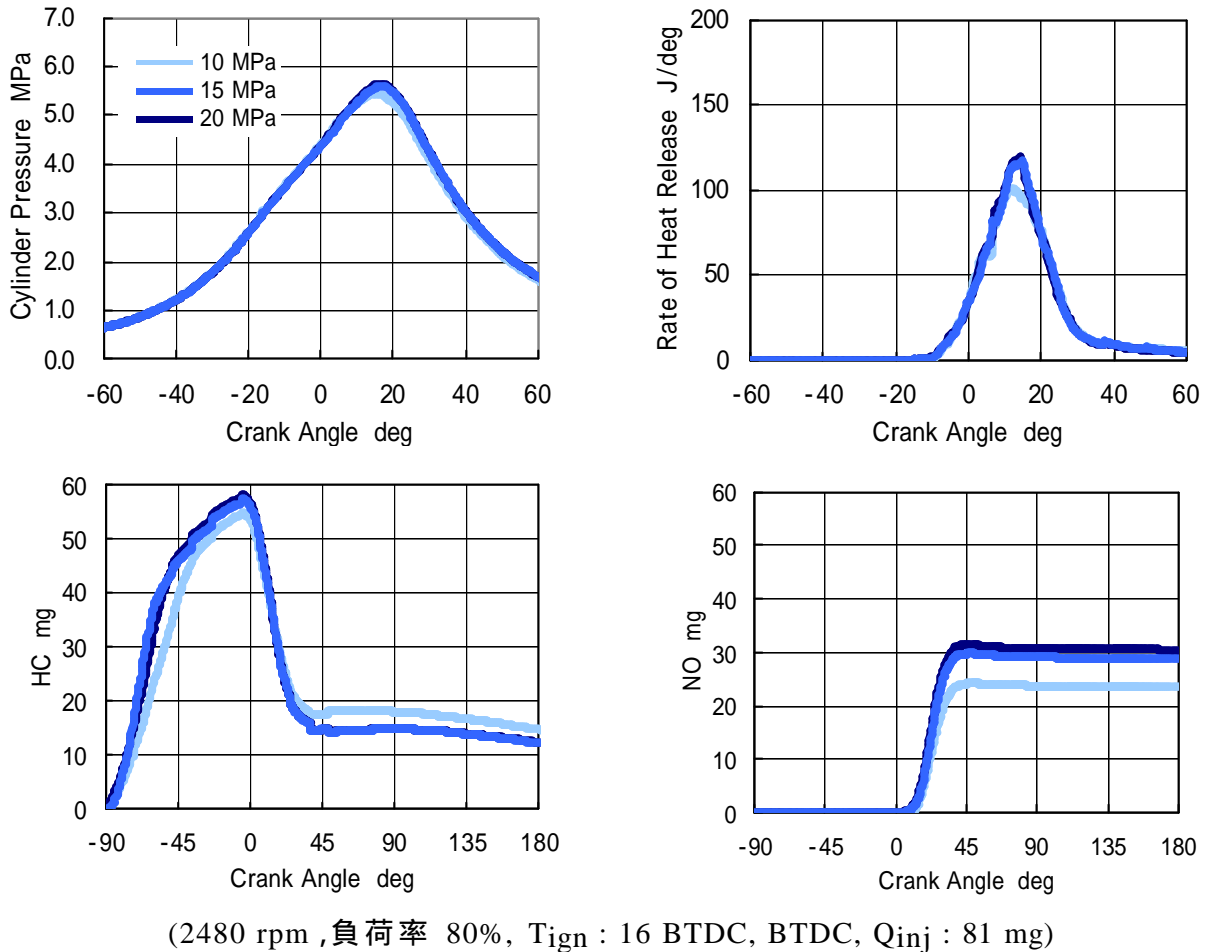


図 6.24 噴射圧力による計算結果(その 2)

6.2.6 噴射パターンによる影響

これまでの直接噴射エンジンの混合気形成はスワールやタンブル等の空気流動を積極的に利用して点火栓近傍に混合気を導く方法が一般的であったが、この方法は吸気系の抵抗によって体積効率の低下を招く。これに対して特別な空気流動発生機構を用いず、噴霧自信が持つ分散性や貫通力を利用して混合気形成を図り、広範囲の運転条件で成層燃焼を可能にするスリットノズルが提案された⁽⁶¹⁾。このようなスリットノズルを使うことにより高微粒化、高分散、高貫徹力を形成できることが知られている。計算では単噴孔ノズルをベースとし、広がり角 60, 90° のスリットノズルを採用した場合の噴霧パターンによる計算を行った。図 6.26 に各噴射パターンにおける燃焼特性を示す。これらの結果からスリットノズルによる筒内圧力、熱発生率は大きな差が見られないものの、HC と NO_x が低減された。HC が低減された理由は当量比分布からもわかるようにベース噴射の場合、点火栓付近に当量比 2 近い濃い領域が分布するのに対し、

第 6 章 数値計算によるエンジン燃焼系の最適化

スリットノズルの場合は当量比 1.0 以下の混合気が広く形成されているためである。NO_x に関しては OH 分布から明らかのようにベース条件より OH の濃度や高温領域が少ないからである。しかし、スリットノズルの広がり角が広すぎると(90°の場合)混合気がスワールの影響を受けやすいことと、当量比 1.0 以下の薄い混合気が右側に偏ることにより性能悪化をもたらす恐れがあるものと考えられる。

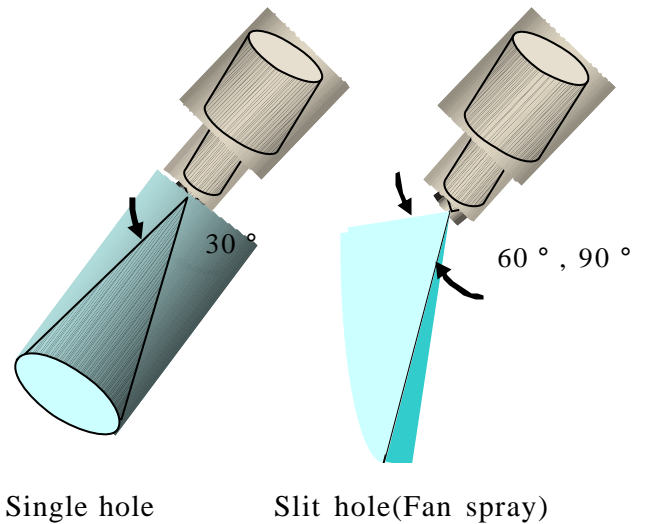


図 6.25 噴射パターン

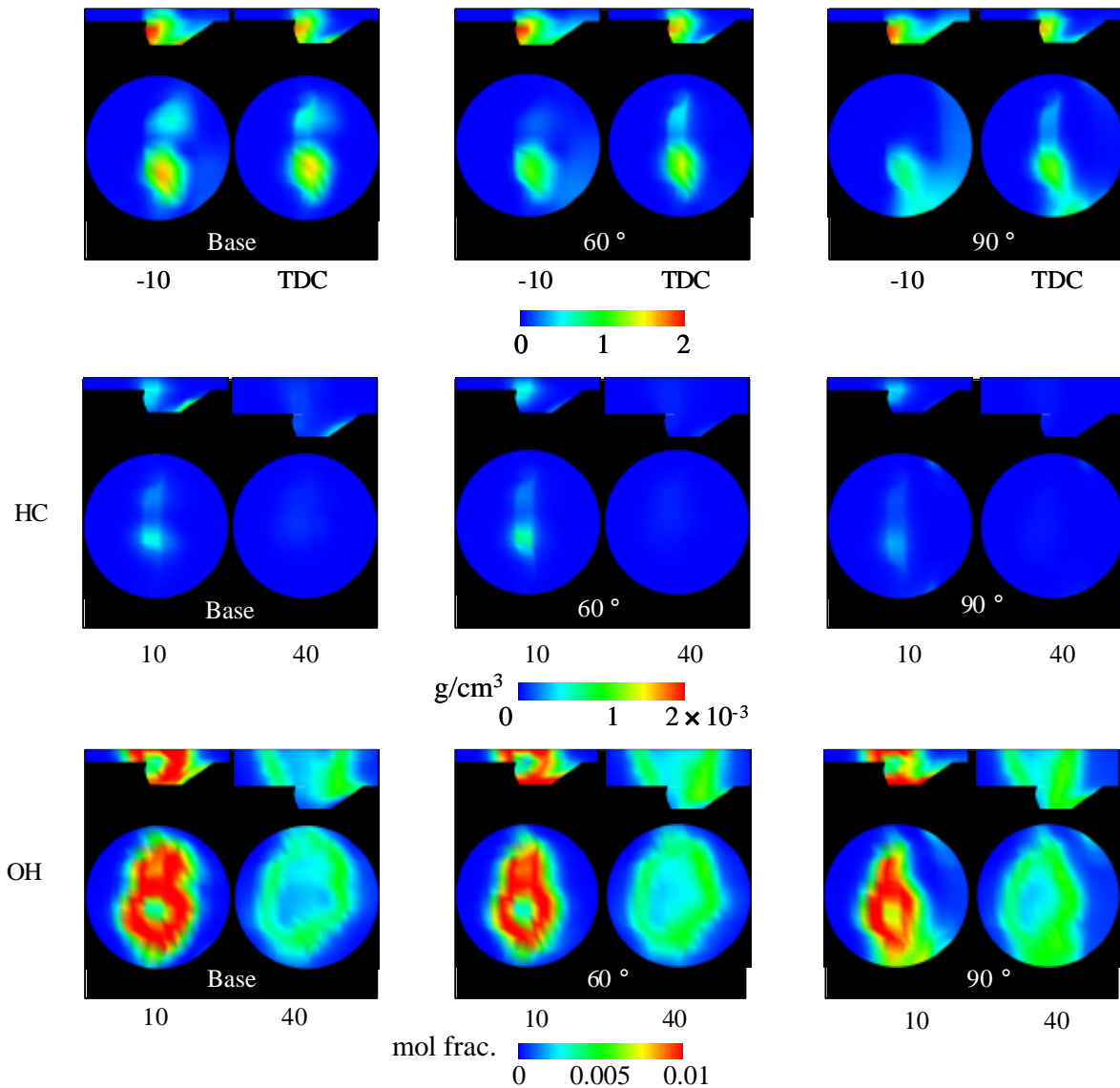


図 6.26 噴射パターンによる計算結果

6.2.7 燃焼室形状による影響

高効率を実現し、排気ガスを浄化するために、燃料噴射系の改良をはじめとする種々の技術が研究されているが、そのなかで、燃焼室形状の工夫により空気流動の促進や燃料噴射との衝突位置の最適化は非常に重要であるとされている。燃焼室は火炎伝播距離が短く比表面積（燃焼室表面積/燃焼室容積）の小さいコンパクトな燃焼室形状が望ましいが、これは冷却損失の低減、高圧縮比化による燃費向上、クエンチ HC の低減による排気浄化のいずれの観点からも好ましい。

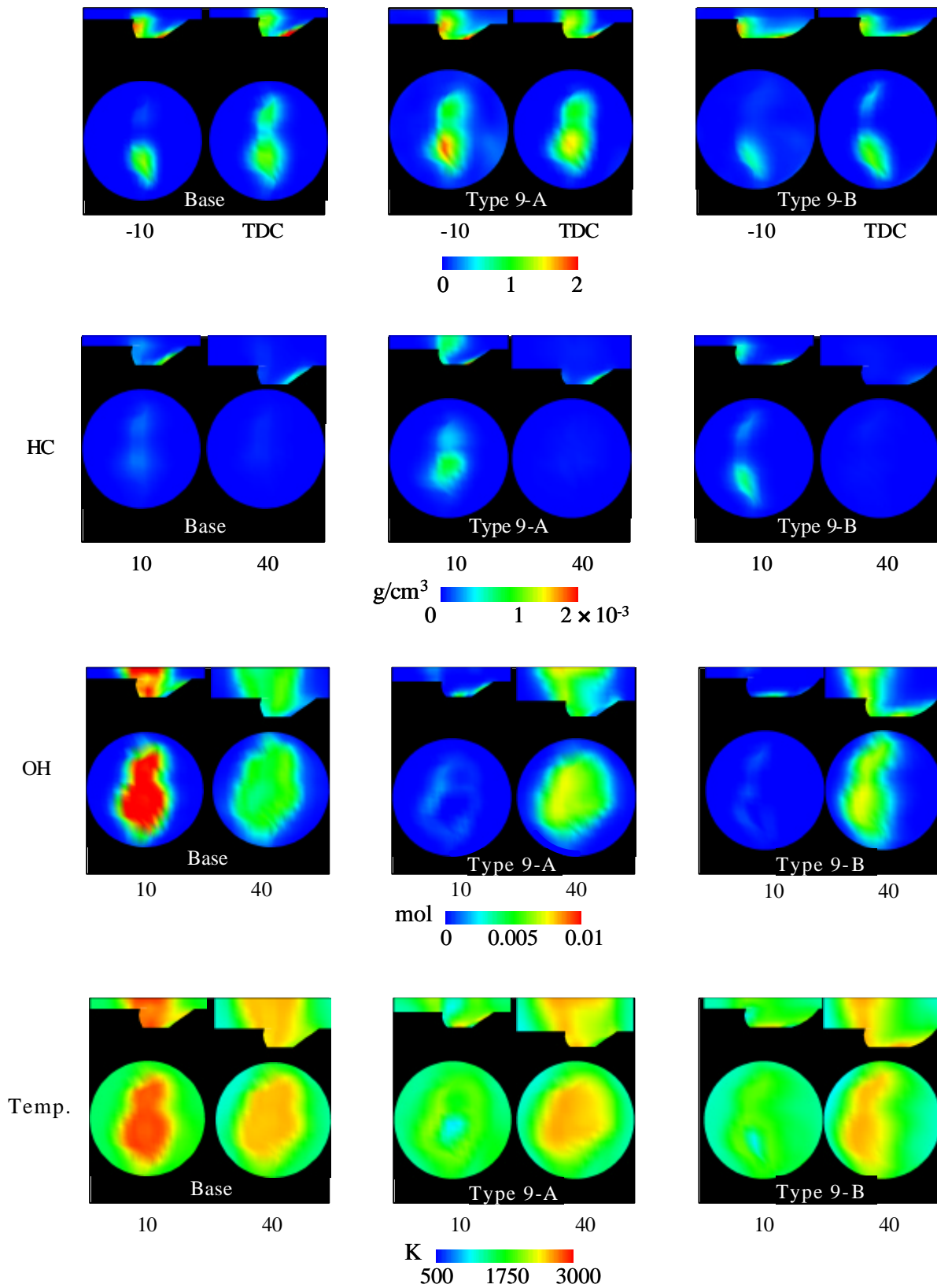
圧縮比 10.0 のエンジン実験では高負荷領域でのノッキングの問題から圧縮比を 9.0 に下げ、その性能と排気ガス予測を行った。圧縮比はエンジンの重要な基本仕様の一つであり、圧縮端温度に直接影響するので、エンジン性能や排出ガス濃度だけでなく、冷間時のエンジン始動性や筒内最高圧力、温度などを左右する。

計算メッシュは図 5.8 に示したようにいずれもハーフパイプ形で Type 9-A は既存ピストンヘッドを 3mm 切削したものであり、Type 9-B はキャビティの容積が大きい形状である。また、Type 10-A と Type 10-B はキャビティ容積を減らし、その分、ピストン周りを削り補間した形である。

図 6.27～30 に各燃焼室別の当量比、HC、OH、温度分布図および筒内圧力、排出ガスと熱発生率を示す。圧縮比が 9.0 である Type 9-A の場合、圧縮比 10.0 に比べ雰囲気圧力が低いことと噴霧が壁面に衝突してから沿う距離が短いことにより点火栓での混合気形成は改善されたが、OH と温度分布から、低い圧縮比により十分燃焼温度が上昇せず OH の生成が少ないことがわかる。この現象は同じく Type 9-B でも現れるが、特にキャビティの容積が大きく噴霧が底面を沿う距離が長いことにより混合気形成はさらに悪化する。LPG エンジンの試験結果でも計算結果と同様に燃焼が不安定および失火によって性能が得られなかった。低圧縮比化により筒内圧力、温度が低下し、燃焼が抑制されたため、NO_x は低減する。

図 6.31 は圧縮比 10.0 のキャビティ部の容積を減らした形状を利用し、中速、低負荷領域での計算結果を示す。当量比分布から、ベースエンジンより混合気の誘導が改善されているが、巻き上がる場所では当量比 2.0～3.0 の濃い混合気が分布しており、この領域での不完全燃焼により HC が既存エンジンより多く発生しているのが図 6.32 から明らかである。そしてこれらが原因で性能は多少低減している。一方、混合気の二分化はベースエンジンと同じく生じるが、多少改善されている。

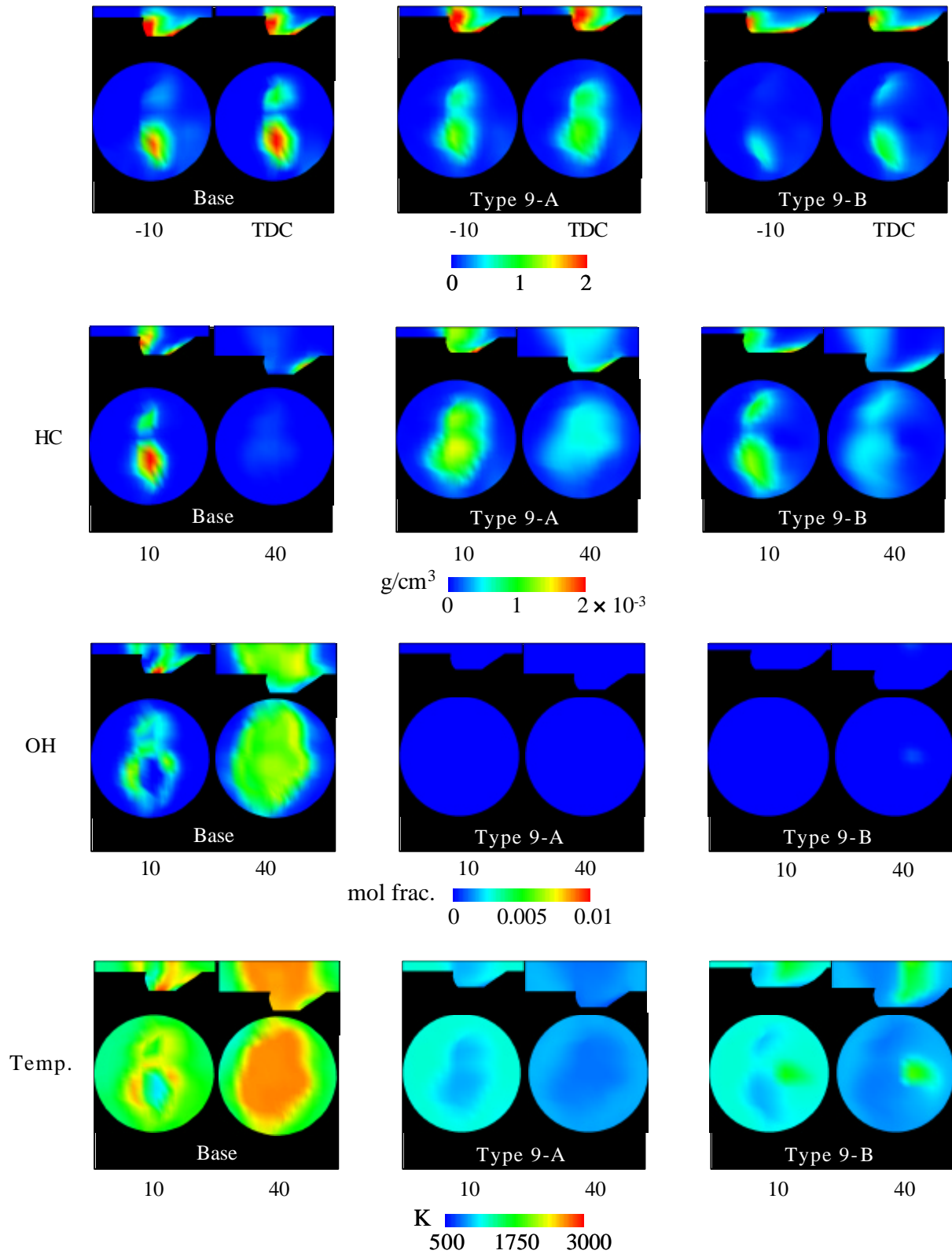
第6章 数値計算によるエンジン燃焼系の最適化



1860 rpm, 負荷率 41% : T_{ign} : 25 BTDC T_{inj} : 76 BTDC, Q_{inj} : 41 mg

図 6.27 燃焼室形状による計算結果

第 6 章 数値計算によるエンジン燃焼系の最適化



2480 rpm ,Load 80% , $T_{ign} : 16$ BTDC , $T_{inj} : 91$ BTDC , $Q_{inj} : 81$ mg

図 6.28 燃焼室形状による計算結果

第6章 数値計算によるエンジン燃焼系の最適化

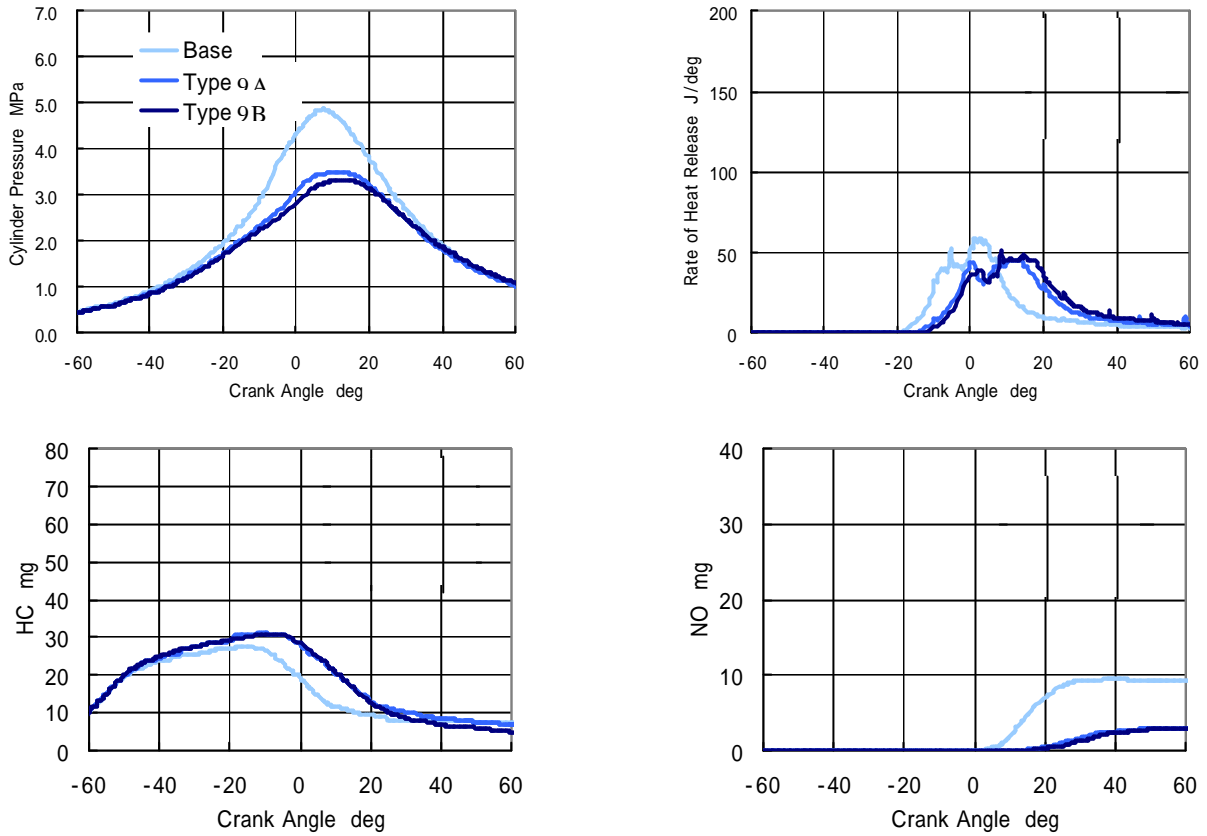


図 6.29 燃焼室形状による計算結果(1860 rpm, Load 40%)

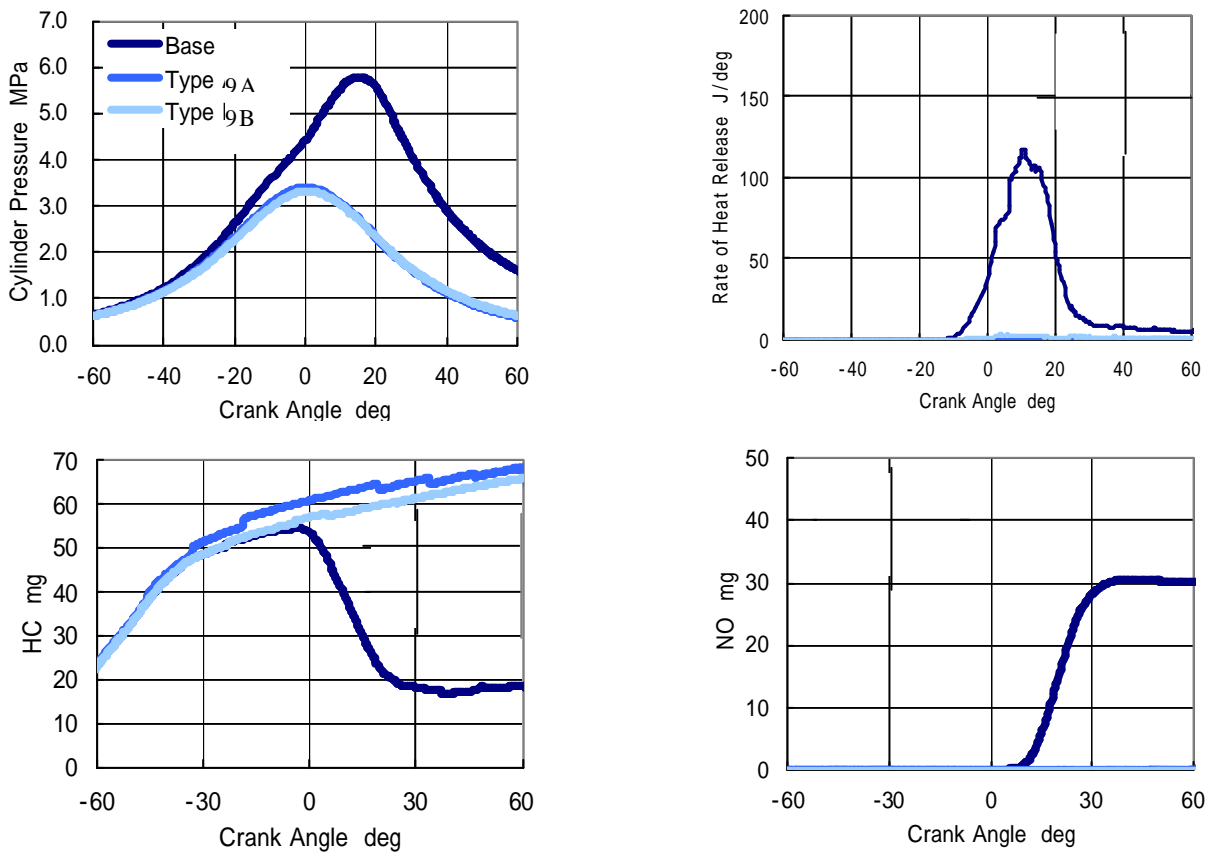
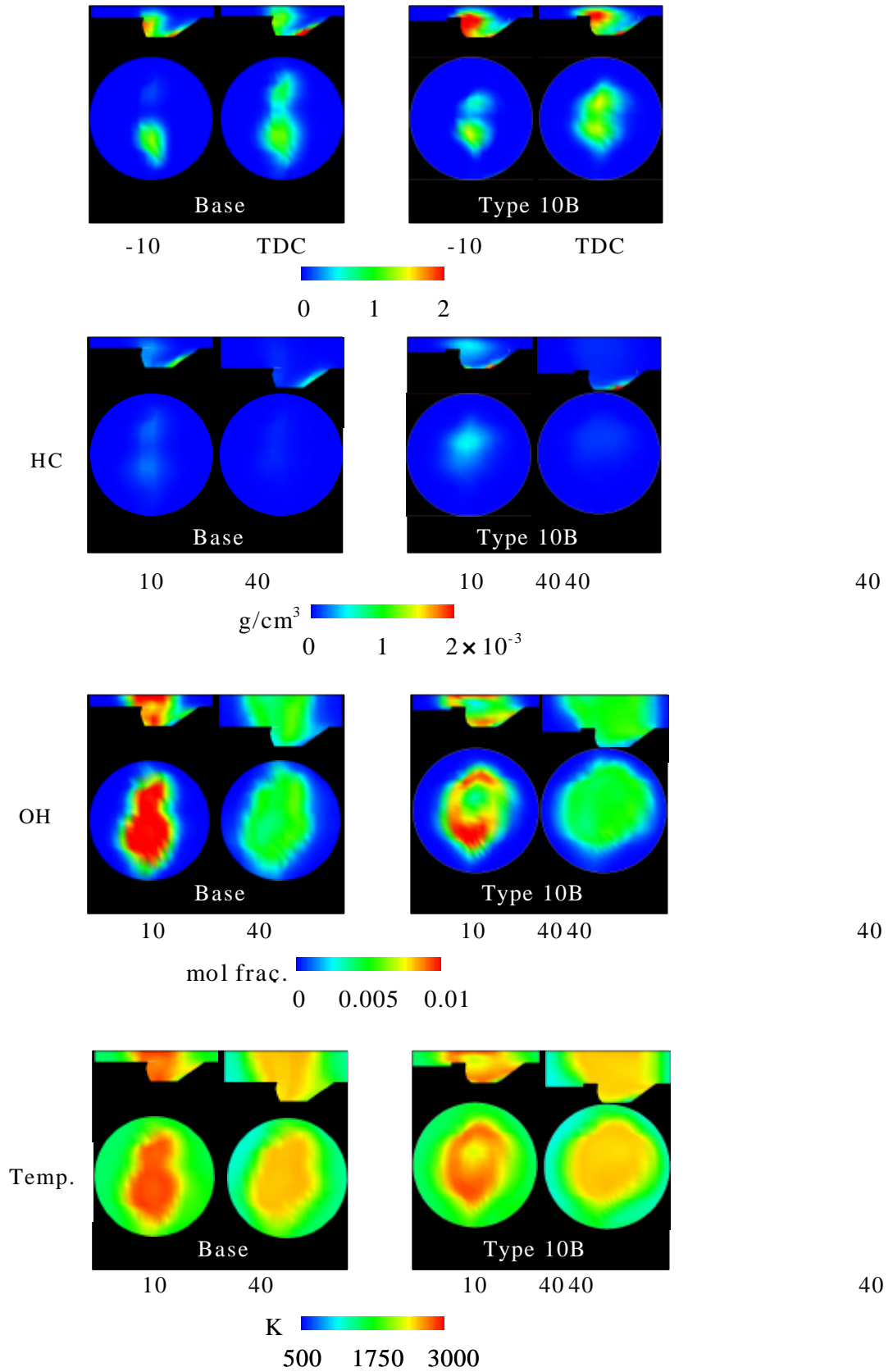


図 6.30 燃焼室形状による計算結果(2480 rpm, Load 80%)



1860 rpm, 負荷率 41% : T_{ign} : 25 BTDC T_{inj} : 76 BTDC, Q_{inj} : 41 mg

図 6.31 燃焼室形状による計算結果

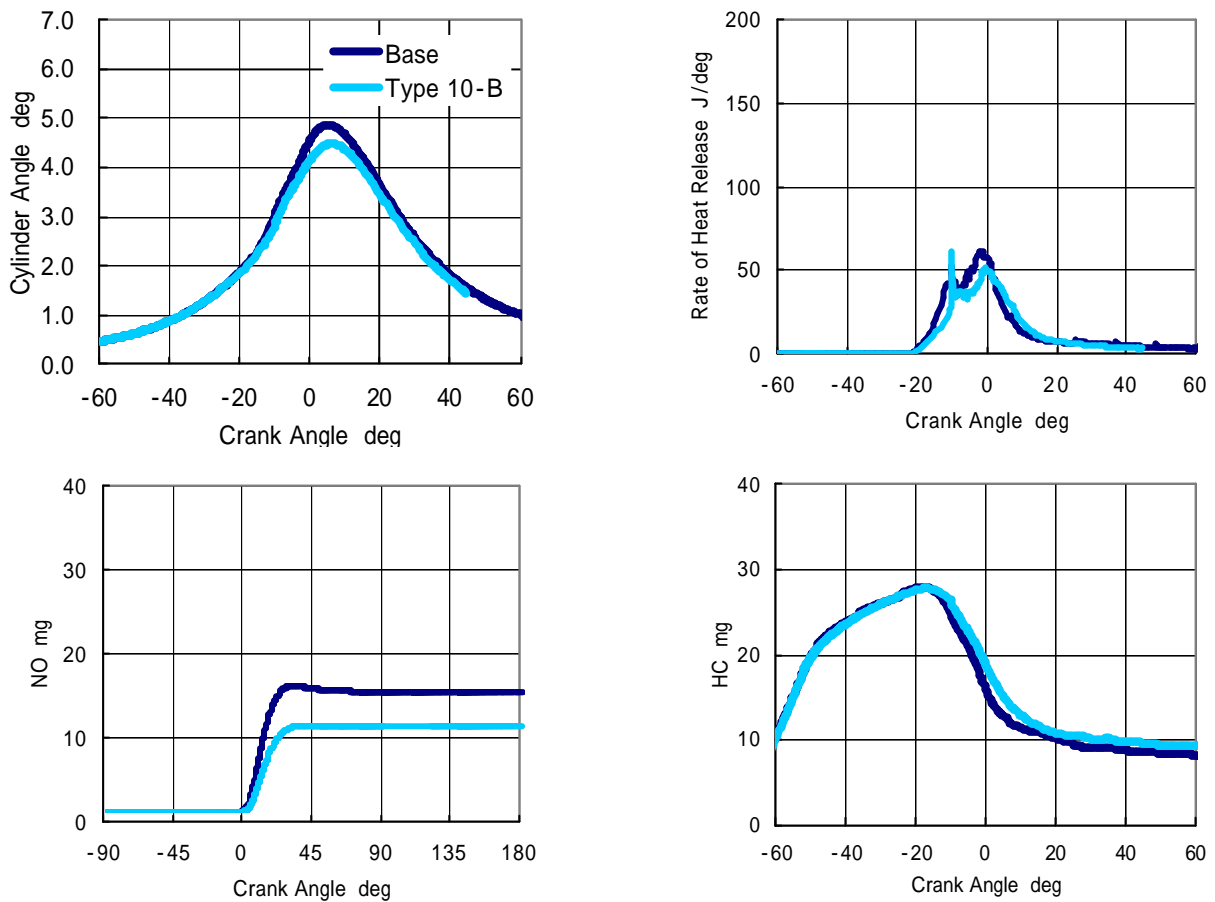
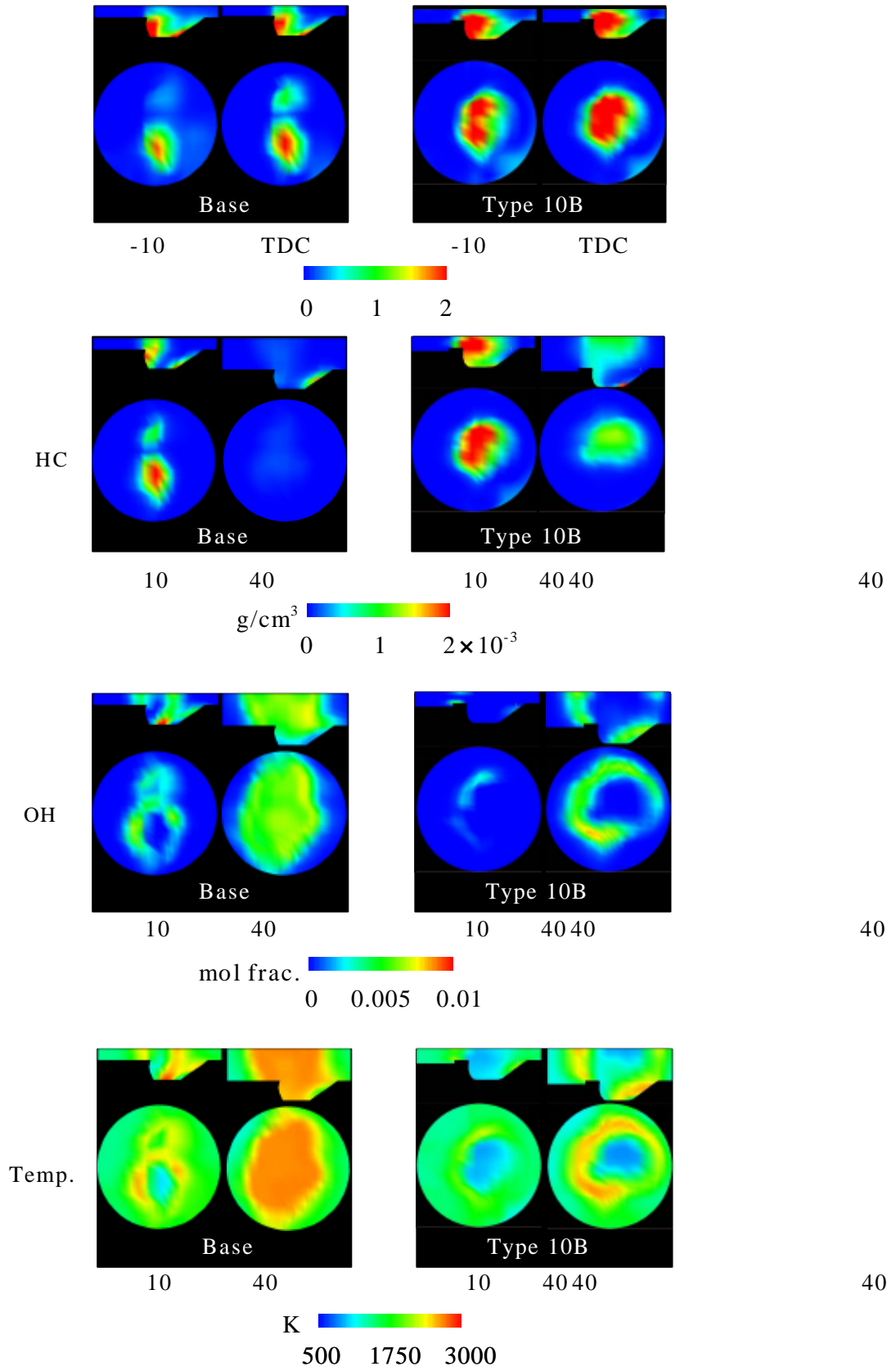


図 6.32 燃焼室形状による計算結果

図 6.33 は上述のエンジンを利用した場合の高速高負荷領域での計算結果を示す。当量比分布図から、ベースエンジンより混合気の誘導が改善されているが、点火栓付近では当量比 2.0~3.0 の濃い混合気が分布しており、その領域では蒸発潜熱によって温度が低下していることが温度分布図からもわかる。これによって燃焼はベースより悪化しており、HC 分布から多くの燃料が燃えきれずに排出される傾向となった。図 6.34 の筒内圧力線図および熱発生率からも明らかに性能が低下しており、排出される HC もベース条件より多いことがわかる。



2480 rpm ,Load 80% ,T_{ign} : 16 BTDC ,T_{inj} : 91 BTDC ,Q_{inj} : 81 mg

図 6.33 燃焼室形状による計算結果

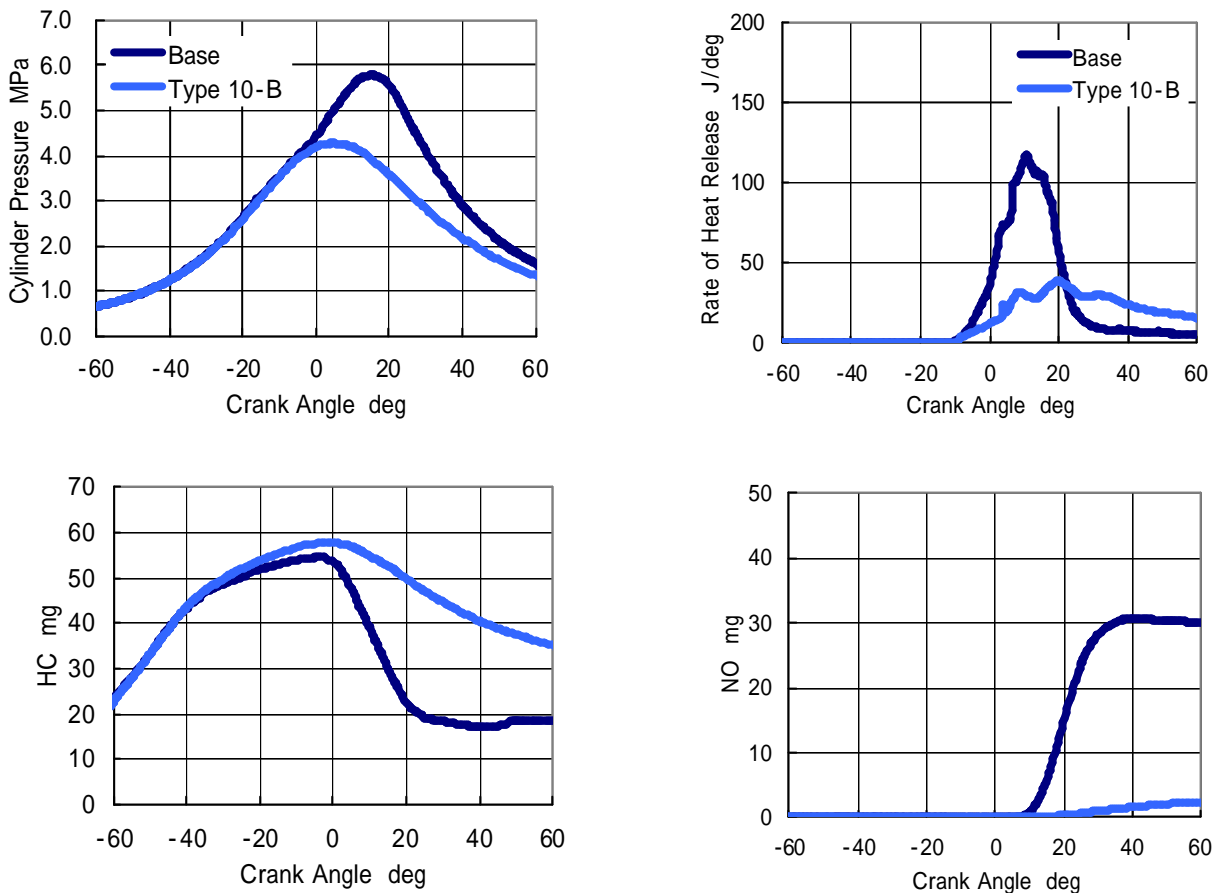


図 6.34 燃焼室形状による計算結果

6.2.8 噴射方向による影響

前述したように内部流動による混合気の分裂やスワールによる燃焼悪化，未燃炭化水素がキャビティ壁面に多量に発生することから噴射方向を変えることで性能向上および排気ガス改善を試みた．図 6.35 の左に示すように，噴射方向はベースの 0° を基準に $\pm 20^\circ$ としたときの混合気形成や燃焼特性を調べた．さらに，同図の右側に示したように垂直方向に対し $0, 20, 40^\circ$ で噴射した場合についても調べた．

まず，水平の噴射方向をパラメータとした場合の計

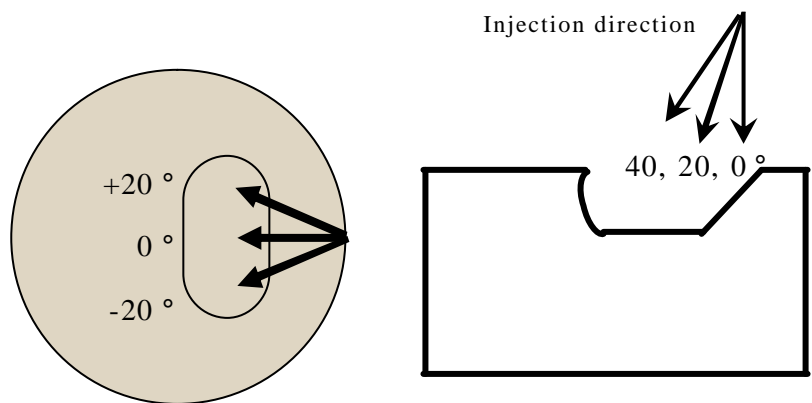


図 6.35 噴射方向による計算 (1860 rpm 負荷率 80%)

第6章 数値計算によるエンジン燃焼系の最適化

算結果を図 6.36 に示す。ベース条件での混合気形成を見ると混合気が上下に分裂されており、点火栓付近で当量比 2.0 付近の混合気が形成されていることがわかる。それに対して噴射方向を反時計方向とした場合は全体的に混合気分布が狭く当量比 2.0 以上の濃い領域がベースより広く存在していることがわかる。このような混合気分布により燃焼が悪化すると同時に HC も多く発生すると予測される。一方、時計方向 20° の場合は当量比 1.0 付近の混合気が均等に分裂され、全体的に広く分布していることがわかる。OH および温度分布図からは噴射方向 -20° の場合、OH の分布領域が他の条件より狭くなっているのがわかる。

図 6.37 に示した筒内圧線および熱発生率から明らかなように、噴射方向 -20° の場合のみ燃焼が悪化すると同時に未燃炭化水素も他の条件より多く発生する。しかし、 $0, 20^\circ$ はほぼ同じ性能が得たものの、ベースの条件での NO_x 生成がより多く発生している。

次に、垂直方向に $0, 20, 40^\circ$ の噴射方向を変えた時の混合気形成および燃焼特性を調べた。図 6.38 の当量比分布図から噴射方向が 40° の場合、混合気がキャビティから溢れてクリアランスまで拡散しているのに対し、噴射角 0° の場合は点火栓付近とシリンダ右側の壁面を中心に分布している。HC の分布図をみるとベースと噴射角 0° はキャビティの斜面と混合気が巻き上がるところで多く発生しているのに対し、噴射角 40° の場合は斜面ではほとんど発生せずに巻き上がるところで多く分布している。これは斜面と同じ角度で燃料を噴射させているため斜面に当たる燃料が少ない半面、キャビティの曲面で集中的に衝突するためである。OH および温度分布では当量比分布とほぼ同じ形で燃焼が行われており、ベースと噴射角 0° 条件での高温分布が広いためである。

図 6.39 に示した筒内圧力、熱発生率の結果から噴射角 40° の場合では、圧力が多少高くなり燃焼も早いことがわかる。HC の排出量は大きな差が見られないものの NO_x は噴射角度 40° でもっと低い値が得られた。これは NO_x の増加が最高火炎温度の上昇によるものではなく、ある温度以上の高温火炎領域の拡大によるものであり、噴射角 40° の場合その領域が他の条件より狭いためである。以上の結果から、沸点が低い LPG 噴霧の貫通力向上と混合気の形成を改善するためには噴射角度をキャビティ斜面と同じ位の角度で噴射することが有効であり、これによって性能の向上や排気ガスの改善が実現するものと考えられる。

第6章 数値計算によるエンジン燃焼系の最適化

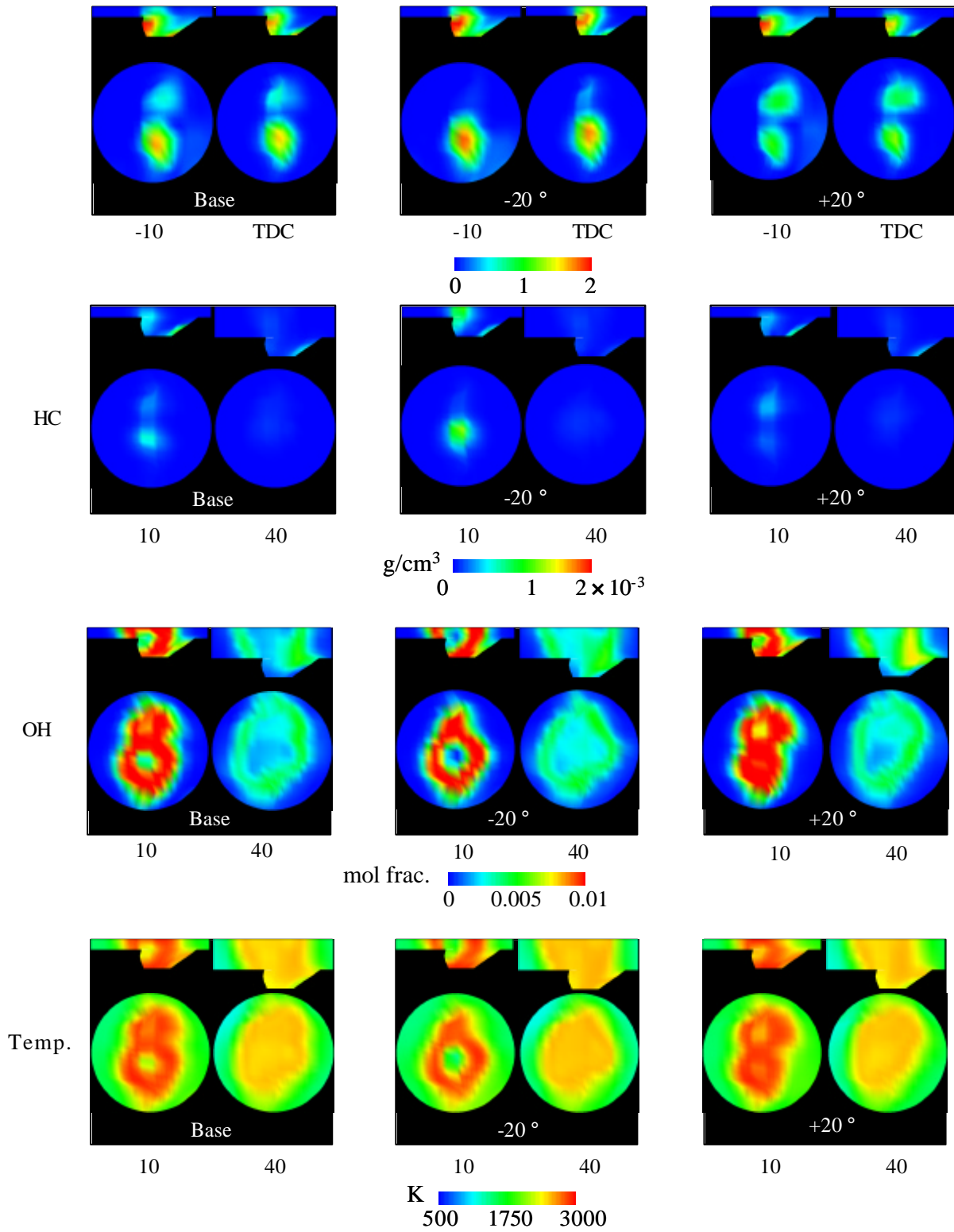


図 6.36 噴射方向による計算結果 (1860 rpm 負荷率 80%)

第6章 数値計算によるエンジン燃焼系の最適化

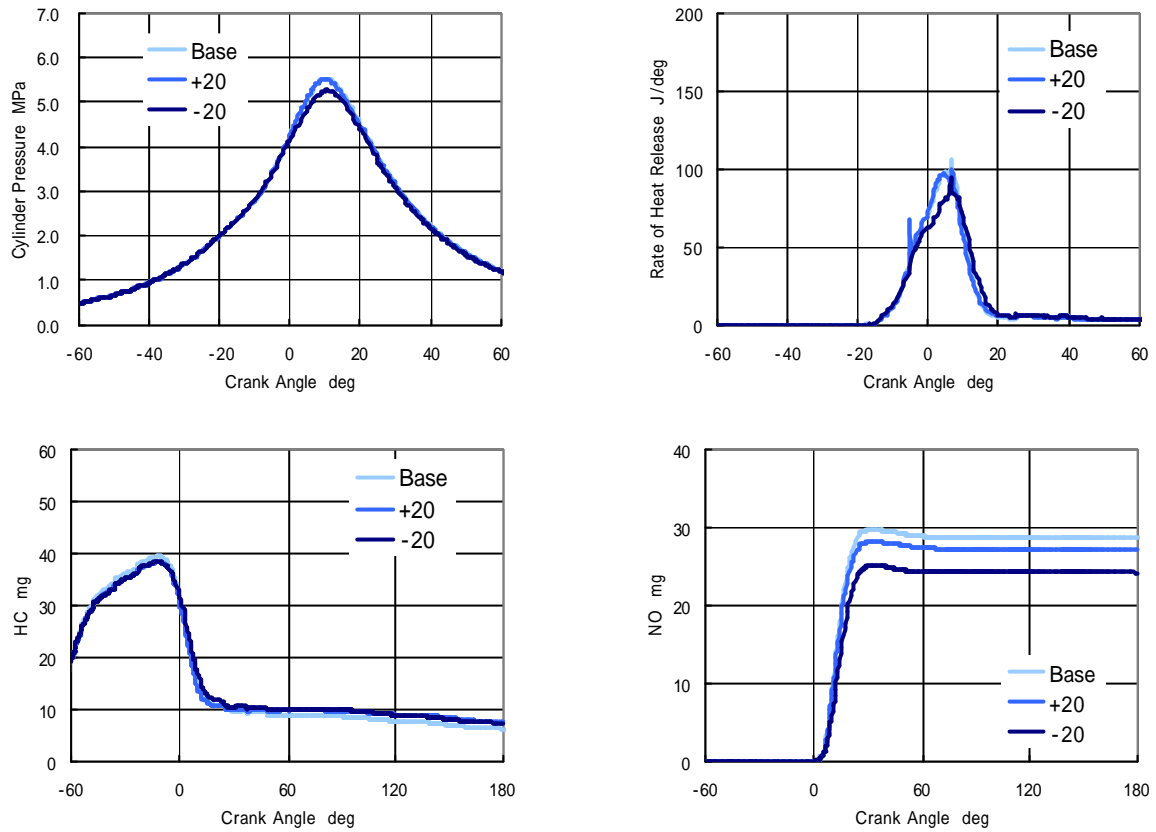


図 6.37 噴射方向による計算結果 (1860 rpm 負荷率 80%)

第 6 章 数値計算によるエンジン燃焼系の最適化

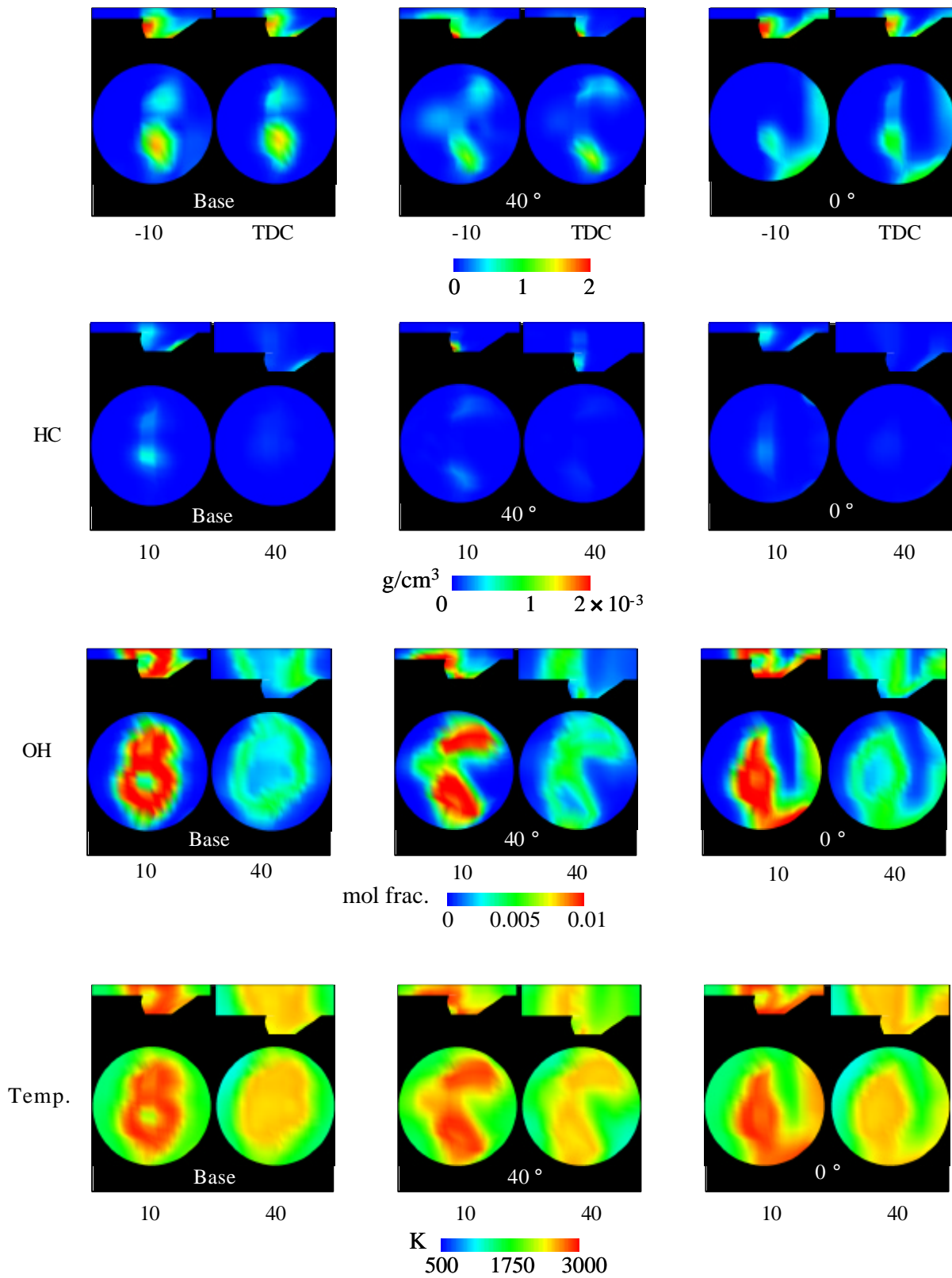


図 6.38 噴射方向による計算結果 (1860 rpm 負荷率 80%)

第6章 数値計算によるエンジン燃焼系の最適化

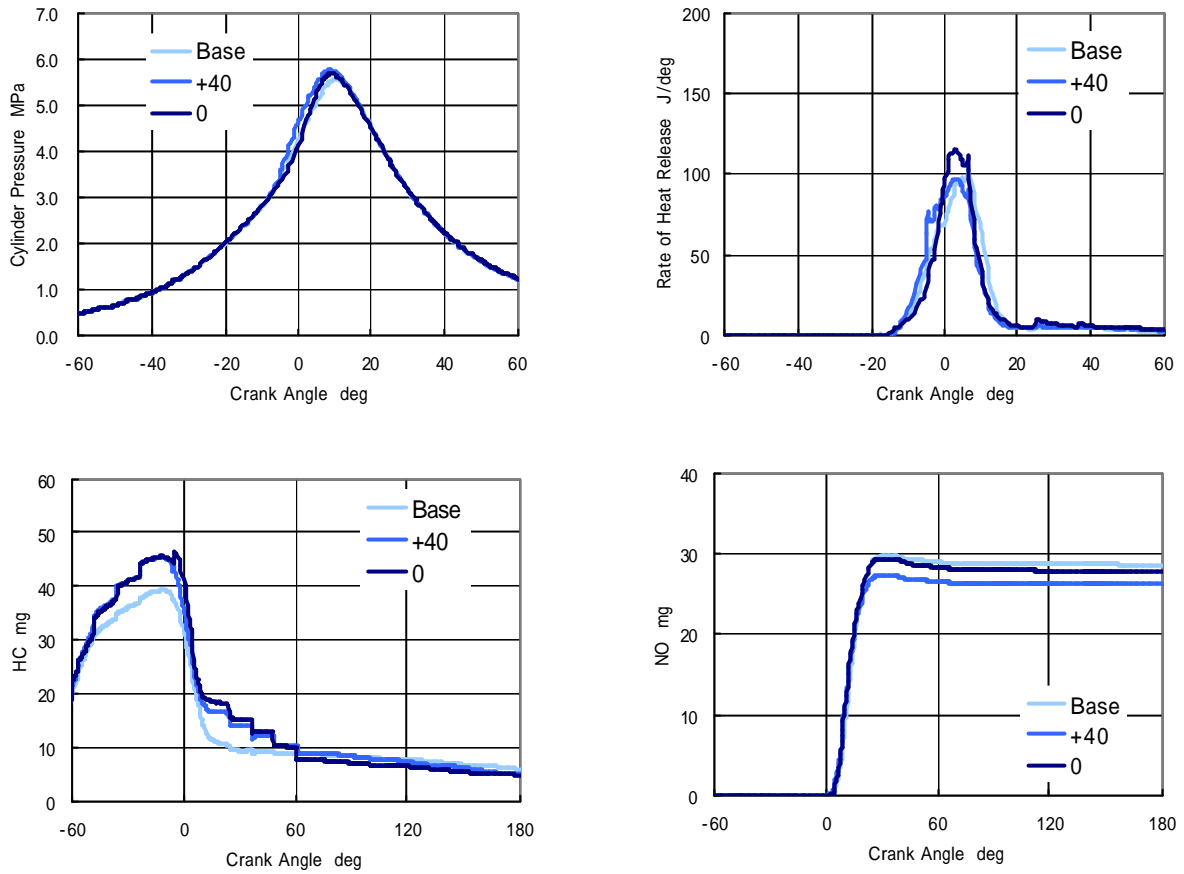


図 6.39 噴射方向による計算結果 (1860 rpm 負荷率 80%)

6.3 まとめ

LPG エンジンの燃焼系を最適化するため，前章で確立した数値計算モデルを利用して各種の設計，運転パラメータの影響を調査した結果，以下のような知見を得た．

- (1) 高速回転低負荷領域での成層燃焼における効率低下は混合気が点火プラグまで届かないことが原因であると判断され，その混合気形成には噴射圧力を上げることが最も有効な手段である．これによって噴霧内の液滴の蒸発が促進され，混合気形成状態が改善されることが図 6.40 からわかる．一方，スワールやノック対策としての低圧縮比ピストンは性能低下をもたらす恐れがあると予測された．

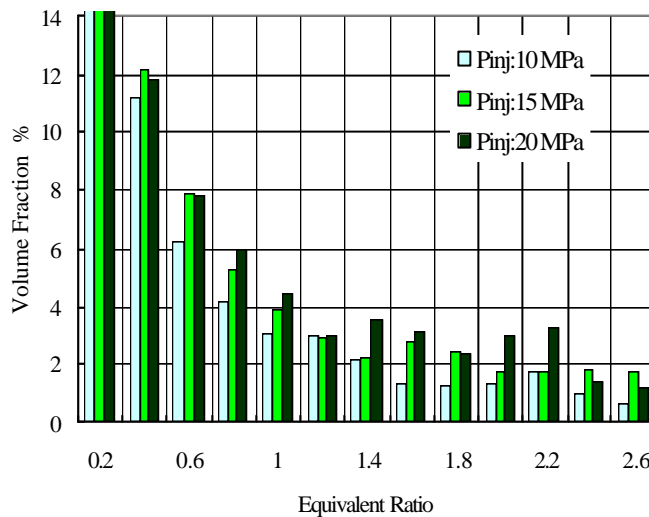


図 6.40 噴射圧力による混合気分布結果
(1860 rpm 負荷率 80% , @20°BTDC)

- (2) 排出物の低減のための EGR 計算を行い，NO_x 低減の対策の可能性を確認した．
- (3) ノックを回避するための低圧縮比 9.0 の燃焼室では筒内温度と圧力の低減によって燃焼が悪化した．
- (4) 圧縮比 10.0 のキャピティ容積が小さいエンジン性能計算結果，点火栓までの混合気誘導は改善されたが，濃い領域の増加により，不完全燃焼や燃料の蒸発潜熱による温度低下が原因でベース条件より性能低下が予測された．
- (5) 以上の結果から，安定した燃焼を得るための条件として LPG の噴射を最低 15 MPa 以上，低スワール比，圧縮比は 10.0 以上が好ましく，スリットノズルの使用と噴射をキャピティの斜面と同じ角度にした方が排出ガス低減に効果があると予測された．

第 6 章 数値計算によるエンジン燃焼系の最適化

表 6.3 各条件における性能および排出ガス特性

(増加 ↗) (減少 ↘)			噴霧特性			メカニズム
			噴霧粒径	噴霧角	到達距離	
ノズル	噴孔径	↗	↗	↗	↗	噴流単位体積あたりの表面積 摩擦 粒径 噴射角, L
	噴孔長/ 噴孔径	↗	-	↘	↗	助走区間 噴霧角, 圧損
噴射圧		↗	↘	↗	↗	噴射速度 摩擦, 噴霧角
背圧		↗	↗	↗	↘	噴射速度 粒径, L
			性能	HC	NO	メカニズム
スワール比	↗	↘	↘	↘	↘	熱発生率の減少と遅れ
噴射角度	-20°	↘	-	↘	↘	混合気の片寄り
噴射圧						燃焼改善による温度上昇
噴射パターン	Slit Inj.	-	-	↘	↘	高温領域の減少
燃焼室形状	Type A	↘	↗	-	-	筒内温度低減による燃焼悪化
	Type B	↘	↗	-	-	筒内温度低減および不十分な混合